



# UNIVERSIDAD DE LA RIOJA

## TRABAJO FIN DE ESTUDIOS

Título

Diseño de una caja de cambios

Autor/es

ALBERTO VIGUERA FRÍAS

Director/es

FÉLIX SANZ ADÁN

Facultad

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Departamento

INGENIERÍA MECÁNICA

Curso académico

2017-18



***Diseño de una caja de cambios***, de ALBERTO VIGUERA FRÍAS  
(publicada por la Universidad de La Rioja) se difunde bajo una Licencia Creative  
Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 3.0 Unported.  
Permisos que vayan más allá de lo cubierto por esta licencia pueden solicitarse a los  
titulares del copyright.



**UNIVERSIDAD  
DE LA RIOJA**

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

**CURSO:** 2017/2018

**CONVOCATORIA:** JULIO

**TÍTULO:**

**Diseño de una Caja de Cambios**

**AUTOR:** Alberto Viguera

**DIRECTOR/ES:** Félix Sanz Adán

**DEPARTAMENTO:** Ingeniería Mecánica

## ***ÍNDICE DE DOCUMENTOS***

1. DOCUMENTO 1: MEMORIA
2. DOCUMENTO 2: PLANOS
3. DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES.
4. DOCUMENTO 4: PRESUPUESTO



# 2018

Universidad de La Rioja

Alberto Viguera Frías

## [MEMORIA]

MEMORIA



## *ÍNDICE DE MEMORIA*

1. Finalidad del proyecto.....	10
2. Alcance. ....	11
2.1. Definición. ....	11
2.2. Antecedentes y evolución. ....	12
2.3. Tipos de caja de cambios.....	15
2.3.1. Manuales, mecánicas o asíncronas: ....	15
2.3.2. Automáticas por convertidor de par:.....	17
2.4. Justificación. ....	18
3. Especificaciones básicas. ....	19
4. Análisis-selección de alternativas de diseño. ....	22
4.1. Numero de ejes.....	22
4.2. Configuración de ejes y marchas.....	22
4.3. Mecanismo de sincronización. ....	24
5. Desarrollo del diseño. ....	25
5.1. Dimensionamiento. ....	25
5.1.1. Análisis cinemático, cálculo de las relaciones de transmisión. ....	26
5.1.2. Análisis dinámico. Calculo de par transmitido. ....	30
5.1.3. Dimensionamiento de los engranajes. ....	32
5.2. Cálculos de las fuerzas en los engranajes. ....	40
5.3. Fuerzas en los engranajes de marcha atrás. ....	41
5.4. Cálculo de los ejes.....	43
5.4.1. Calculo de las fuerzas en el eje motor.....	43
5.4.2. Calculo del momento total en el eje motor. ....	56
5.4.3. Dimensionamiento del eje primario.....	57
5.4.4. Dimensionamiento del eje secundario.....	60
5.5. Calculo de los rodamientos. ....	62
5.5.1. Calculo de los rodamientos en el eje primario.....	62
5.5.2. Calculo de los rodamientos en el eje secundario. ....	68
5.5.3. Calculo de los rodamientos de los engranajes. ....	72
5.6. Modelado 3D. ....	76
5.6.1. Engranajes.....	76



5.6.2.	Eje primario. ....	78
5.6.3.	Eje auxiliar. ....	79
5.6.4.	Eje secundario. ....	80
5.6.5.	Mecanismo de sincronización (sincronizador):.....	81
5.6.6.	Brazos selectores.....	85
5.7.	Ensamblado final del modelo. ....	86

## *ÍNDICE DE TABLAS*

Tabla 1: Especificaciones motor .....	20
Tabla 2: Especificaciones transmisión .....	20
Tabla 3: Especificaciones neumático.....	21
Tabla 4: Esquema de movimiento en cada marcha .....	23
Tabla 5: Datos para el cálculo cinemático .....	26
Tabla 6: Cálculo de la velocidad de giro del eje de la rueda. ....	28
Tabla 7: Relaciones de transmisión totales. ....	29
Tabla 8: Relación de transmisión.....	30
Tabla 9: Par generado en el eje secundario por cada velocidad. ....	31
Tabla 10: Par total transmitido por cada velocidad. ....	32
Tabla 11: Datos engranajes primera marcha.....	35
Tabla 12: Datos engranajes segunda marcha .....	36
Tabla 13: Datos engranajes tercera marcha .....	37
Tabla 14: Datos engranajes cuarta marcha .....	37
Tabla 15: Datos engranajes quinta marcha.....	38
Tabla 16: Datos pre-dimensionamiento engranajes marcha atrás.....	39
Tabla 17: Datos engranajes marcha atrás .....	40
Tabla 18: Reacciones en los apoyos eje secundario. ....	69
Tabla 19: Fuerzas radiales producidas por los engranajes.....	72

## *ÍNDICE DE ILUSTRACIONES*

Ilustración 1: Mini Cooper. ....	10
Ilustración 2: Diseño 3D. ....	12
Ilustración 3: Caja de cambios de Leonardo Da Vinci.....	13
Ilustración 4: Porsche 356.....	14
Ilustración 5: Fiat 500 – Seat 600 .....	15
Ilustración 6: Mecanismo de embrague .....	16
Ilustración 7: Caja manual de tres ejes. ....	17
Ilustración 8: Vista seleccionada caja de cambios automática. ....	17
Ilustración 9: Cambio real y diseño.....	19
Ilustración 10: Esquema de transmisión del movimiento del eje primario al secundario. ....	23
Ilustración 11: Elementos de un sincronizador de triple cono .....	25
Ilustración 12: Neumático. ....	27
Ilustración 13: Fuerzas en los engranajes. ....	40
Ilustración 14: Angulo engranajes marcha atrás.....	41
Ilustración 15: Pitágoras.....	42
Ilustración 16: Cargas en el engranaje. ....	43
Ilustración 17: Fuerzas U ejercidas en el eje primario. ....	44
Ilustración 18: Corte 1.....	45
Ilustración 19: Corte 2.....	45
Ilustración 20: Corte 3.....	46
Ilustración 21: Corte 4.....	47
Ilustración 22: Corte 5.....	48
Ilustración 23: Corte 6.....	49
Ilustración 24: Fuerzas Fr en el eje primario.....	50
Ilustración 25: Corte 1 Fr .....	50
Ilustración 26: Corte 2 Fr .....	51
Ilustración 27: Corte 3 Fr. ....	52
Ilustración 28: Corte 4 Fr. ....	53
Ilustración 29: Corte 5 Fr. ....	54
Ilustración 30: Corte 6 Fr. ....	55

Ilustración 31: Momentos en el eje. ....	56
Ilustración 32: Momentos flectores máximos. ....	57
Ilustración 33: Catalogo de ejes. ....	59
Ilustración 34: Diámetros eje primario. ....	59
Ilustración 35: Catalogo de ejes. ....	61
Ilustración 36: Diámetros eje secundario. ....	61
Ilustración 37: Reacciones 1 ....	63
Ilustración 38: Reacciones 2 ....	64
Ilustración 39: Reacciones 3 ....	64
Ilustración 40: Reacciones 4 ....	65
Ilustración 41: Reacciones 5 ....	65
Ilustración 42: Reacciones R ....	66
Ilustración 43: Catalogo NSK rodamientos de aguja. ....	71
Ilustración 44: Catalogo NSK rodamiento de aguja. ....	75
Ilustración 45: Modelo de engranaje. ....	76
Ilustración 46: Piñón primera velocidad. ....	77
Ilustración 47: Rueda primera velocidad. ....	77
Ilustración 48: Chaveta eje primario. ....	78
Ilustración 49: Argolla eje primario. ....	78
Ilustración 50: Eje primario. ....	79
Ilustración 51: Eje auxiliar. ....	79
Ilustración 52: Chaveta eje secundario. ....	80
Ilustración 53: Argolla eje secundario. ....	80
Ilustración 54: Eje secundario. ....	81
Ilustración 55: Cuerpo del sincronizador. ....	82
Ilustración 56: Fijador de bolas. ....	82
Ilustración 57: Corona del sincronizador. ....	83
Ilustración 58: Chaveta sincronizador. ....	83
Ilustración 59: Anillo del sincronizador. ....	84
Ilustración 60: Sincronizador completo. ....	84
Ilustración 61: Selectores de marcha. ....	85
Ilustración 62: Modelo final. ....	86

Ilustración 63: Modelo final 2.....	87
-------------------------------------	----



## 1. Finalidad del proyecto.

La finalidad del proyecto es la de diseñar un nuevo modelo de caja de cambios para un coche tracción delantera. Se trata de un Mini Cooper de 2002. Para comenzar con el modelado 3D de la caja de cambios primero se debe saber los datos del motor y la potencia máxima requerida, dichos datos se reflejan en la ficha técnica del vehículo, una vez se han conseguido estos datos de partida procederemos al cálculo de las piezas que componen la caja de cambios.



Ilustración 1: Mini Cooper.

## 2. Alcance.

En este proyecto, el coche para el que se va a diseñar la caja de cambios, se trata de un tracción delantera con el motor colocado en la parte delantera. Dicha caja de cambios va a ser manual de 5 marchas hacia adelante y una marcha atrás.

Las piezas que se van a diseñar serán los elementos que componen la caja de cambios, es decir, ejes, engranajes, rodamientos, sincronizadores, chavetas y selectores de marcha, se aparte el cálculo de los sistemas hidráulicos, palanca de cambios y los sistemas de varillas y guías que lo componen.

Como novedad en la caja de cambios se va a diseñar con engranajes de piñones rectos, con esto se conseguirá una mejor transmisión de la potencia ya que no habrá fuerzas axiales, aunque son más ruidosas y esto puede ser un inconveniente importante se podrá solucionar con un mejor aislamiento del mecanismo.

Este tipo de piñones se usa en los coches de competición como por ejemplo en los rallyes o en la fórmula 1. En este caso se usara para un coche normal y corriente como puede ser el Mini Cooper.

### 2.1. Definición.

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades es el elemento mecánico que se encarga de obtener en las ruedas el par motor necesario para poder poner en movimiento el automóvil desde una posición de reposo (parado) y una vez se encuentre en movimiento obtener un par suficiente en ellas para vencer la resistencia al avance, entre ellas encontramos las derivadas del perfil aerodinámico, las de rozamiento de rodadura y las de pendiente de ascenso.



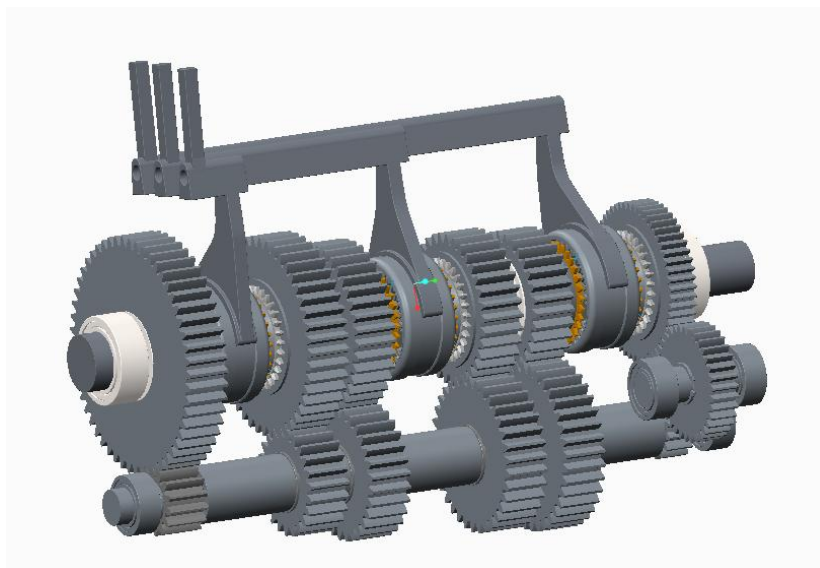


Ilustración 2: Diseño 3D.

La existencia de la caja de cambios se debe a que los motores trabajan en un rango de revoluciones comprendidas entre 750 rpm (ralentí) y 6000 rpm. Funcionando de esta forma, las ruedas de un automóvil solo podrían girar en ese intervalo de vueltas, por lo que las velocidades quedarían limitadas. Además, un motor solo entrega fuerza en único campo de revoluciones limitado, en cuyo caso si, por ejemplo, iniciásemos la marcha en cuesta no obtendríamos el par suficiente. La caja de cambios permite seleccionar las diferentes “marchas” para adaptar el régimen del motor a la velocidad del vehículo para las diferentes situaciones, esto lo consigue mediante el uso de grupos reductores.

## 2.2. Antecedentes y evolución.

El despegue de la industria del automóvil a principios del siglo XX fue gracias a un elemento decisivo al que conocemos como la caja de cambios. En un principio, el motor eléctrico tenía todo para ser el número uno en la carrera automovilística ya que no precisaba de este elemento. Con su par motor desde parado era más que suficiente para que el vehículo se pusiese en marcha y conseguir una velocidad considerable. Los grupos reductores de los motores térmicos perdían credibilidad ya que no resultaban suficientemente eficaces una vez que el automóvil era puesto en marcha.

El cambio de los grupos reductores hacia como lo conocemos actualmente consiguió concentrar la atención hacia la autonomía, que junto con el peso de las baterías y su tiempo de carga (y coste), convirtió al motor alternativo de combustión interna en el centro de una industria que apenas acababa de empezar.

El primer esbozo de un grupo reductor de velocidad se le puede atribuir al inventor Leonardo Da Vinci. Creó un modelo que lo componían dos piezas, una cilíndrica y otra cónica. Mediante una serie de engranajes, transformaba el mecanismo en un cambio de velocidades.



Ilustración 3: Caja de cambios de Leonardo Da Vinci

Las cajas de cambio como las conocemos en la actualidad llevan existiendo desde hace más de un siglo. Los primeros inventores del sistema de transmisión manual moderno fueron Louis-René Panhard y Emile Levassor que crearon una transmisión compuesta por tres velocidades. Este diseño básico fue el punto de partida para las transmisiones manuales más contemporáneas.

En 1998, Louis Renault, fabricante de automóviles modificó este modelo y sustituyó un eje de la cadena de transmisión y añadió un eje diferencial para las ruedas traseras con lo que consiguió mejorar el rendimiento de la transmisión manual.

Así, a principios del siglo XX la mayor parte de los automóviles fabricados en EE UU contó con una transmisión manual no sincronizada que se basaba en el diseño de Panhard-Levassor-Renault. Por lo que, todo aquel que quisiese conducir un automóvil tenía que controlar bien los tres pedales (acelerador, freno embrague), además se debía recurrir a la técnica del “doble embrague” ya que dicha transmisión no estaba sincronizada. Esta técnica consiste en acelerar el motor al desembragar la primera vez para reducir a una marcha más corta, con esto intentaban que la siguiente vez que embragasen la velocidad de rotación del motor fuese lo más próxima a la que tenía la nueva marcha, para evitar así problemas de sincronización.

La siguiente modificación importante se produjo en 1928. Cadillac introdujo la transmisión manual sincronizada, lo que consiguió un cambio más suave y fácil ya que

redujo el rectificado. Este sistema aun tardo en implementarse y las primeras cajas de cambio sincronizadas se montaron en los años 50, siendo el Porsche 356 uno de los primeros automóviles en llevarlas.



Ilustración 4: Porsche 356

A partir de la primera mitad del siglo XX se apodero del mercado la transmisión automática, hasta entonces la mayoría de los coches funcionaban con transmisiones manuales. El sistema automático se empezó a desarrollar en 1904 pero hasta que en 1938 General Motors no presentó la transmisión automática de embrague con el nombre, Hydra-Matic, no se pudo hacer realidad. Sin embargo, la primera transmisión totalmente automática no apareció hasta 1948 con la transmisión con el nombre Dynamo Buick.

Para aquel entonces, en EE UU las cajas automáticas ya eran mayoría. El dominio de las cajas automáticas era tal en dicho mercado, que muchos de los fabricantes no ofrecían cajas manuales en la mayoría de sus modelos.

Por otra parte, en Europa seguían con las cajas manuales. Las cajas automáticas que se empezaban a vender en el viejo continente estaban reservadas a grandes berlinas o vehículos de lujo, por lo tanto, su coste era elevado. En los años 60, prácticamente la mayoría de los vehículos empleaban cajas de cambio manuales. Ejemplos de estos coches son el Fiat 500, el mini o el Seat 600, coches muy baratos por lo que no se planteo encarecerlos con complicadas cajas automáticas.



Ilustración 5: Fiat 500 – Seat 600

Europa conducía con cajas manuales y América con caja automáticas. Esta diferencia se ha ido agrandando con los años.

### **2.3. Tipos de caja de cambios.**

Como se ha expuesto en el apartado anterior, las cajas de cambios se encuentran en constante cambio, y se podría nombrar cada una de las cajas de cambios que utiliza cada fabricante en sus vehículos. De forma global, se podría hablar de ellas clasificándolas en los siguientes tipos:

#### **2.3.1. Manuales, mecánicas o asíncronas:**

Este tipo de caja de cambios, se seleccionan las diferentes velocidades mediante un mando mecánico (palanca de cambios). Los mecanismos internos desde el exterior de la caja se accionan mediante cables flexibles no alargables o varillas rígidas.

La caja consta de diferentes velocidades las cuales están sincronizadas. Dicha sincronización es gracias a unos mecanismos que permiten igualar las velocidades de los ejes de los que consta la caja durante el cambio de una a otra.

Mediante el embrague se consigue la conexión cinemática entre el motor y la caja de cambios.

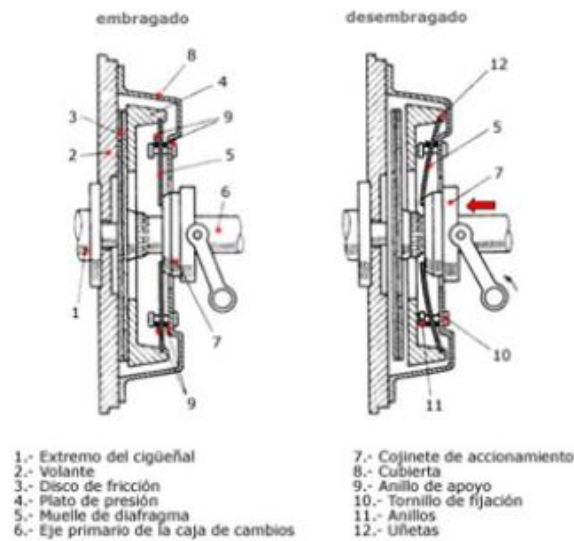


Ilustración 6: Mecanismo de embrague

Actualmente las cajas de cambios se pueden clasificar en dos tipos:

- Dos ejes: estas cajas de cambios se han desarrollado principalmente para vehículos de tracción delantera, el eje primario recibe el par motor y lo transmite al secundario, este se encarga de activar el grupo diferencial. Para estos modelos es necesario utilizar unos materiales que sean de gran calidad ya que al solo estar compuesto de dos ejes, los piñones necesitan soportar cargas más elevadas que las cajas de cambios de tres ejes.
- De tres ejes: el eje primario recibe el par motor, esto se consigue a través del embrague, este a su vez lo transmite a un eje intermediario. El intermediario lo transmite al eje secundario de salida y acciona el grupo diferencial, el eje primario y el secundario son coaxiales. Al contrario que los de dos ejes, este al transmitir el par a través de tres ejes, los esfuerzos que sufren los piñones son menores, en este caso se utilizan materiales de menor calidad.



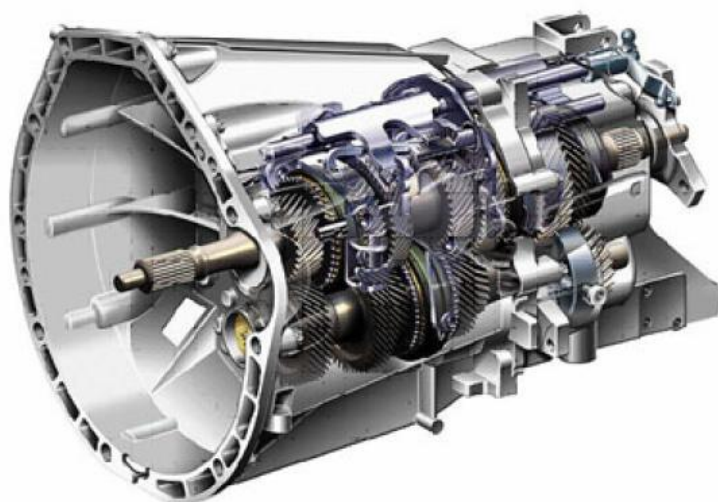


Ilustración 7: Caja manual de tres ejes.

### 2.3.2. Automáticas por convertidor de par:

El cambio automático consiste en un sistema que por sí mismo selecciona todas las marchas o relaciones sin que el conductor tenga que intervenir. Dependiendo de la velocidad y del régimen de giro del motor se produce el cambio de marcha, por lo que no es necesario ni pedal de embrague ni palanca de cambios. Con solo pisar el pedal del acelerador consigue los cambios de relación conforme el motor varia de régimen de giro.

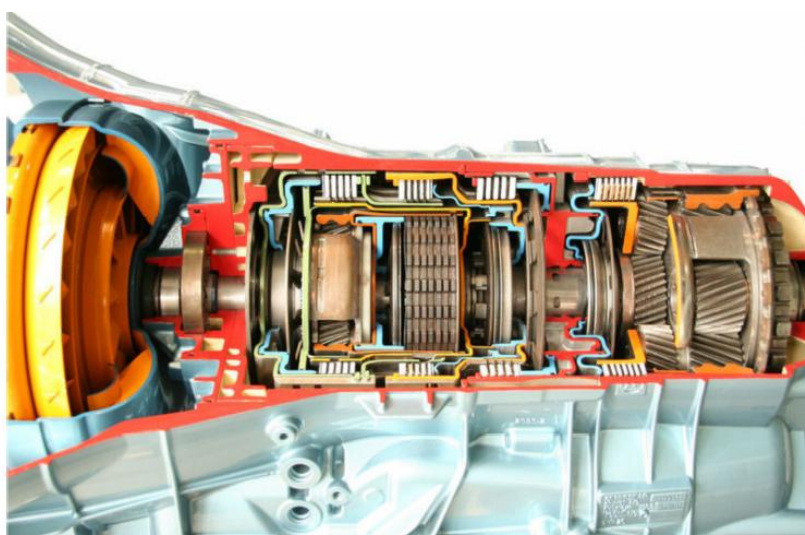


Ilustración 8: Vista seleccionada caja de cambios automática.

La mayoría de cajas de cambios automáticas están compuestas fundamentalmente por los siguientes elementos:

- Convertidor hidráulico de par: de forma automática cambia y ajusta su par de salida, adecuándolo al par que necesita la transmisión.
- Trenes epicicloidales: establecen las distintas relaciones del cambio.
- Un mecanismo de mando: de forma automática selecciona las relaciones de los trenes epicicloidales. Puede ser mecánico, hidráulico, electrónico o una combinación de estos.

El control electrónico es la mayor innovación de los cambios automáticos ya que proporciona al conductor la posibilidad de seleccionar entre varios programas de conducción como son el económico, deportivo o invierno mediante una palanca de selección. También existen sistemas que seleccionan automáticamente el cambio de marchas más idóneo dependiendo de la situación concreta de conducción.

Se podría decir que, a grandes rasgos, estos son los dos tipos de cajas existentes, las cuales están en constante disputa por la supremacía en el sector. Por otro lado, en los últimos años, el constante avance en tecnologías ha permitido el desarrollo de nuevos tipos de transmisión que podrían ampliar la clasificación como son las manuales pilotadas, de doble embrague o transmisión variable continua.

## **2.4. Justificación.**

En la introducción previa, se puede concluir que la caja de cambios es un elemento imprescindible en el sistema de transmisión. Adecuar el régimen de giro del motor a las diferentes necesidades de “marcha” es la importante labor que desempeña por lo que lo convierte en un elemento vital.

El diseño de una caja de cambios funcional y que sea económicamente competente es un trabajo largo y costoso. Las grandes “casas” dedican equipos enteros solo a este propósito. Se trata de un elemento bastante complejo y sus requisitos para conseguir un resultado competente pueden variar dependiendo de las especificaciones de cada vehículo.

Por ello, se ha diseñado una caja de cambios básica, que pueda cumplir con los objetivos del coche. Con este modelo se puede llegar a entender el funcionamiento de las

cajas de cambios y mostrar de forma clara todos los elementos que la componen. También, con este modelo, se pretende aprender el funcionamiento básico de una caja de cambios, así como su utilización real en el coche seleccionado.

En este modelo, se apuesta por engranajes de dientes rectos ya que son muy fiables y son capaces de transmitir gran cantidad de potencia. Dichos engranajes, son mas eficientes y no producen empuje axial por lo que los ejes se pueden montar con rodamientos de bolas. Por último en este proyecto se apuesta más por la eficiencia de la caja que por el ruido que pueden hacer los engranajes de dientes rectos, que es la principal inconveniencia para nuestra caja de cambios.

Ilustración 9: Cambio real y diseño.

### **3. Especificaciones básicas.**

Como se ha hablado en apartados anteriores, en la actualidad, en el sector de la automoción las cajas de cambios están en constante evolución. La mayoría de las “casas” desarrollan sus propias alternativas las cuales se usan para los diferentes vehículos que fabrican.

Para este diseño, se parte del modelo que se encuentra en el Mini Cooper, para aproximar el diseño a uno utilizado en la actualidad.

El modelo resultante, atenderá a las necesidades de marcha de dicho vehículo, pudiendo cumplir con los requisitos para las relaciones de transmisión que se necesiten para el funcionamiento de la transmisión de este. Este modelo será una alternativa para el vehículo real, el fin de este es de obtener una caja de cambios que se ajuste a lo descrito en el apartado anterior. Por lo tanto, el dimensionamiento con el fin de la visión de los elementos con claridad y el estudio de su funcionamiento llevara a un resultado compatible para el vehículo debido a su tamaño y especificaciones.

El diseño se empezará a partir de las especificaciones de funcionamiento de la transmisión del coche seleccionado, las cuales se detallan a continuación:



### Motor de combustión

<b>Combustible</b>	Gasolina
<b>Potencia máxima CV-kW/rpm</b>	116-85/6000
<b>Par máximo Nm/rpm</b>	150/4500
<b>Situación</b>	Delantero transversal
<b>Número de cilindros</b>	4 en línea
<b>Cilindrada (cm<sup>3</sup>)</b>	1598

Tabla 1: Especificaciones motor

### Transmisión

<b>Tracción</b>	Delantera
<b>Caja de cambios</b>	Manual, 5 velocidades
<b>Tipo de embrague</b>	Monodisco en seco
<b>Tipo de mecanismo</b>	--
<b>Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)</b>	
	1 <sup>a</sup> 7,7
	2 <sup>a</sup> 13,4
	3 <sup>a</sup> 20,3
	4 <sup>a</sup> 27,1
	5 <sup>a</sup> 31,7
	M.A. 7,9
<b>Rt(G.C: grupo piñon-corona diferencial)</b>	14/62 0,23

Tabla 2: Especificaciones transmisión

---

Neumático		
175/65 R15	Ancho = 175 mm	Llanta = 15"

---

Tabla 3: Especificaciones neumático

En las anteriores especificaciones, se puede comprobar que el motor real es gasolina, con una potencia máxima de 116 CV / 85 kW a 6000 rpm, también consigue un par máximo de 150 Nm a 4500 rpm. Dichas especificaciones son las que el motor necesita para superar los impedimentos al movimiento del vehículo (peso, rozamiento...).

Por parte de la transmisión, se puede observar que se trata de una caja manual de 5 velocidades mas una marcha atrás, se encuentra de forma que el coche posee tracción delantera con los desarrollos que se encuentran en la Tabla 3. Todas estas especificaciones tanto del motor, de la transmisión como de los neumáticos se usarán para el dimensionamiento y diseño de los engranajes de nuestro modelo.

Las especificaciones que deberá cumplir la caja de cambios, por lo tanto, son las siguientes:

- Cambio: Manual
- Marchas adelante: 5
- Marcha atrás: 1
- Par de entrada máximo: 150 Nm
- Velocidad angular máxima: 4500 rpm
- Relaciones de transmisión.

A partir de las citadas especificaciones y teniendo en cuenta el objetivo de nuestro proyecto de futuros estudios y mejoras, se pueden describir las siguientes especificaciones que el modelo deberá satisfacer:

- Adecuado dimensionamiento de cada una de las partes.
- Capacidad de mostrar el funcionamiento del mecanismo. El modelo resultante debe cumplir con su objetivo principal y facilitar la comprensión de las aplicaciones reales de la caja de cambios.
- Construcción. El modelo debe tener un diseño que se pueda llevar a cabo, por lo que la selección de los materiales debe ser lo más real posible.

## 4. Análisis-selección de alternativas de diseño.

A continuación se entra un poco más en profundidad en los aspectos constitutivos que se deben considerar en el diseño y la opción que elegida para el mismo.

### 4.1. Numero de ejes.

Como ya se ha hablado en apartados anteriores, las cajas de cambios pueden estar compuestas por dos o tres ejes. Las ventajas e inconvenientes de la utilización de dos o tres ejes son las siguientes:

- Dos ejes: el par del motor es recibido por el eje primario y este lo transmite de forma directa al secundario, este último activa el grupo diferencial. Con esta disposición se consigue un tamaño más reducido. Por otra parte, la transmisión de todo el par mediante dos ejes hace que los piñones tengan que soportar cargas mucho más elevadas que si fuese de tres ejes.
- Tres ejes: el eje primario recibe el par motor a través del embrague que lo transmite a su vez a un eje intermediario. Éste último lo transmite a un eje secundario que activa el grupo diferencial. Al usar tres ejes como método de transmisión de par, los piñones sufren mucho menos esfuerzos. La principal desventaja es que al añadir un eje más, se consigue un tamaño mayor de la caja.

En cuanto al diseño, teniendo en cuenta su finalidad se ha seleccionado una caja de cambios de 2 ejes, uno primario y uno secundario. De esta manera la transmisión del movimiento es más sencilla por lo que conseguimos que el cálculo y la explicación de las diferentes relaciones de transmisión más sencillos.

### 4.2. Configuración de ejes y marchas.

Siguiendo el apartado anterior, se ha elegido un diseño de dos ejes, los cuales estarán colocados de forma que sean paralelos y coaxiales. El primer eje (primario) es el que recibe el par motor, y el segundo (secundario) recibe el par del primer eje y lo transmite al grupo diferencial.

Los engranajes, son las piezas que se encargan de la transmisión del movimiento y la transformación del par. Se denomina piñones a los engranajes que se encuentran en el eje

primario, se encargan de transmitir el movimiento a los engranes, los cuales se encuentran en el eje secundario.

En cuanto a nuestro diseño, para la posición de todos los componentes, se elige poner el eje secundario en la parte superior y el eje primario en la parte inferior. Esto es debido a que los engranes o ruedas del eje secundario giran de forma independiente al movimiento de este, los sincronizadores se encargan de enclavar dichos engranajes. Los sincronizadores son accionados por medio de unos brazos de selección que se dispondrán en la parte superior.

Ilustración 10: Esquema de transmisión del movimiento del eje primario al secundario.

En las ilustraciones, se puede ver la posición de todos los elementos de la caja de cambios, así como la forma y el orden por el que será transmitido el movimiento de un eje al otro.

La designación de estos engranajes y el esquema de movimiento se detallan a continuación:

<b>Esquema de movimiento</b>	
<b>Marcha</b>	<b>Transmisión de movimiento</b>
<b>1ª</b>	P1-R1
<b>2ª</b>	P2-R2
<b>3ª</b>	P3-R3
<b>4ª</b>	P4-R4
<b>5ª</b>	P5-R5
<b>R</b>	PR-AR-RR

Tabla 4: Esquema de movimiento en cada marcha

Eje primario:

- P1: Piñón de Primera velocidad.
- P2: Piñón de Segunda velocidad.
- P3: Piñón de Tercera velocidad.
- P4: Piñón de Cuarta velocidad.

- P5: Piñón de Quinta velocidad.
- PR: Piñón de Marcha atrás.

Eje secundario:

- R1: Rueda de Primera velocidad.
- R2: Rueda de Segunda velocidad.
- R3: Rueda de Tercera velocidad.
- R4: Rueda de Cuarta velocidad.
- R5: Rueda de Quinta velocidad.
- RR: Rueda de Marcha atrás.

Eje auxiliar:

- AR: Rueda auxiliar de Marcha atrás.

#### **4.3. Mecanismo de sincronización.**

Los sincronizadores son uno de los elementos más importantes de las cajas de cambios manuales, se encuentran posicionados en el eje secundario y se encargan de enclavar los diferentes engranajes, según la marcha que se desee. Son los responsables, en gran parte, de evitar sobreesfuerzos por lo que el desgaste o rotura de algún elemento es menor.

En el mercado se encuentran varios tipos de sincronizadores, cada fabricante puede ir variando el diseño según las necesidades del automóvil. Entre los diferentes sincronizadores se pueden destacar los simples, de “doble cono” o de “triple cono”. Los últimos son el diseño más actual, ya que consigue un mejor y más suave cambio de marcha, aunque su composición es bastante compleja.



Ilustración 11: Elementos de un sincronizador de triple cono

El diseño que se ha elegido ha sido un sincronizador simple o “sincronizador con fijador de bola”, ya que es un modelo más sencillo que el de triple cono y permitirá ver de forma clara su funcionamiento.

## 5. Desarrollo del diseño.

Tras elegir las especificaciones básicas del modelo y establecer las alternativas del diseño, a continuación se desarrolla la metodología usada para obtener el modelo 3D.

### 5.1. Dimensionamiento.

Como inicio del diseño, deben ser calculados los elementos principales de la caja de cambios, los engranajes, son los encargados de transmitir el movimiento de un eje a otro. Para ello, se necesita realizar un estudio cinemático, calculando las relaciones de transmisión.

### 5.1.1. Análisis cinemático, cálculo de las relaciones de transmisión.

Para comenzar el cálculo debemos partir de las especificaciones básicas que han sido obtenidas del fabricante del modelo del coche:

Transmisión		
Desarrollos (Km/h a 1000rpm)	1 <sup>a</sup>	7,7
	2 <sup>a</sup>	13,4
	3 <sup>a</sup>	20,3
	4 <sup>a</sup>	27,1
	5 <sup>a</sup>	31,7
	R	7,9
Rt( G.C.: grupo piñon corona diferencial)	14/62	0,23

Neumático		
175/65 R15	Ancho = 175 mm	Llanta = 15"

Tabla 5: Datos para el cálculo cinemático

En la anterior tabla de datos se observan los desarrollos que ejecuta cada velocidad, es decir, la velocidad tangencial (expresada en km/h) que se desarrolla por cada marcha cuando el motor gira a 1000 rpm. Dichos datos serán los iniciales para calcular las relaciones de transmisión.

Se comienza por tanto por la obtención de la velocidad de giro del eje de las ruedas:

Con la formula,  $V_T = W \cdot R \rightarrow W = \frac{V}{R}$  se calculan estas velocidades angulares correspondientes a cada marcha donde:

- $V_T$ : velocidad tangencial.
- $W$ : velocidad angular.
- $R$ : radio de giro.

Se necesita saber el radio de giro, que será obtenido de los datos de las ruedas que se usan en el mini real. Se sacaran del neumático, el cual usa la terminología 175/65 R15:

- 175: Ancho del neumático [mm].
- 65: perfil del neumático, expresado en porcentaje del ancho de este, por lo que:  
Perfil del neumático =  $0,65 \cdot \text{Ancho del neumático}$ .
- 15: diámetro de la llanta [pulgadas].

Por lo tanto, se calcula el diámetro de la rueda de la siguiente manera:

$$D = \varnothing \text{ llanta} + 2 \cdot \text{perfil neumático}.$$

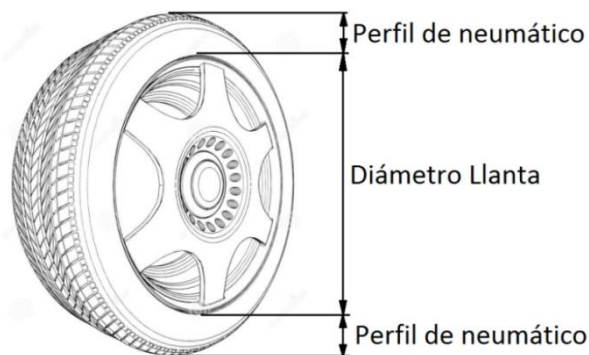


Ilustración 12: Neumático.

$$\varnothing \text{ llanta} = 15'' = 381 \text{ mm.}$$

$$\text{Perfil del neumático} = 0,65 \cdot 175 = 113,75 \text{ mm.}$$

$$D = 381 + 2 \cdot 113,75 = 608,5 \text{ mm.}$$

$$\text{Radio de giro} = 304,25 \text{ mm.}$$

Ahora se utiliza la forma para calcular la velocidad angular del eje de las ruedas cuando se encuentra la primera marcha metida:

$$W = \frac{V}{R}$$

$$V_T = 7,7 \text{ km/h} = 2,13 \text{ m/s.}$$

$$R = 304,25 \text{ mm} = 0,30 \text{ m.}$$



$$W = \frac{2,13}{0,30} = 7,04 \frac{rad}{s} = 67,26 \text{ rpm.}$$

Realizando los cálculos con el resto de las velocidades:

	<b>Velocidad (km/h)(1000 rpm)</b>	<b>Velocidad (m/s)</b>	<b>W (rad/s)</b>	<b>W (rpm)</b>
<b>1ª</b>	7,7	2,13	7,04	67,26
<b>2ª</b>	13,4	3,72	12,24	116,94
<b>3ª</b>	20,3	5,63	18,55	177,23
<b>4ª</b>	27,1	7,52	24,76	236,56
<b>5ª</b>	31,7	8,8	28,95	276,59
<b>M.A.</b>	7,9	2,19	7,2	68,79

Tabla 6: Cálculo de la velocidad de giro del eje de la rueda.

Conocidas las velocidades de giro del eje de la rueda, se puede calcular la relación total que se transforma desde el motor al eje final y el grupo diferencial.

Siendo esta relación total,  $R_T = \frac{n^{\circ} \text{ de rpm (de cada velocidad)}}{n^{\circ} \text{ de rpm motor}}.$

Aplicando la fórmula a la primera velocidad:

$$R_T = \frac{67,26}{1000} = 0,06$$

Realizando el mismo calculo con el resto de marchas:

	$R_T$
1ª	0,06
2ª	0,12
3ª	0,18
4ª	0,24
5ª	0,28
<b>M.A.</b>	

Tabla 7: Relaciones de transmisión totales.

Por último, esta relación total es la multiplicación de la relación producida por la caja de cambios y la producida por el grupo diferencial (se ha supuesto una relación común a modelos reales: relación piñón-corona:  $14/16 = 0,23$ ).

Siendo la relación total,  $R_T = R_C \cdot R_d$ .

- $R_T$ : relación total
- $R_C$ : relación caja
- $R_d$ : relación grupo diferencial.

Despejando la relación en la caja de cambios:

$$R_C = \frac{R_T}{R_d}$$

Se aplica la ecuación a la primera velocidad:

$$R_C = \frac{0,06}{0,23} = 0,26$$

Realizando el mismo calculo para el resto de velocidades:

$R_c$
-------

1ª	0,26
2ª	0,52
3ª	0,78
4ª	1,04
5ª	1,22
M.A.	0,26

Tabla 8: Relación de transmisión

De este modo quedan resueltas las relaciones de transición que deben ser diseñadas para cada una de las velocidades, con las que se puede realizar el cálculo de la velocidad angular del eje secundario para cualquier velocidad angular entrante por el motor.

### 5.1.2. Análisis dinámico. Cálculo de par transmitido.

Para continuar con el análisis previo del modelo 3D, se pueden realizar el análisis dinámico del mismo. A continuación se exponen los cálculos que serán necesarios para obtener el par que será transmitido por el modelo.

El par motor es un momento de fuerza que el motor produce sobre el eje, y de la misma forma que la velocidad, también es transformado en la caja de cambios y el grupo diferencial. Para su resolución, primero es necesario saber el par generado en el eje secundario con la siguiente relación:

$$R_c = \frac{\text{Par motor entrada}(C_m)}{\text{Par generado por la caja en la salida}(C_c)}$$

Por lo tanto:

$$C_c = \frac{C_m}{R_c}$$

Donde:

- $R_c$ : relación de transmisión obtenida en la caja (de cada marcha)
- $C_m$ : par motor

Se aplica la formula a la primera velocidad:

$$C_c = \frac{150}{0,26} = 2500 \text{ Nm}$$

Realizando la operación con las restantes velocidades:

	<b>Cc (Nm)</b>
<b>1ª</b>	576
<b>2ª</b>	288,46
<b>3ª</b>	192,3
<b>4ª</b>	144,23
<b>5ª</b>	122,95
<b>M.A.</b>	576,9

Tabla 9: Par generado en el eje secundario por cada velocidad.

Para acabar, se calcula el par generado en un hipotético eje final con la actuación del grupo diferencial, que transmite el movimiento a dicho eje final (de las ruedas).

Se usa la relación de transmisión total, con la siguiente relación:

$$R_T = \frac{\text{Par motor (Cm)}}{\text{Par generado por la transmision total (Ct), de salida final}}$$

Se despeja:

$$C_T = \frac{C_m}{R_t}$$

Por lo tanto:

$$C_T = \frac{150}{0,06}$$

Usando la misma fórmula con el resto de velocidades:

	<b>C<sub>T</sub> (Nm)</b>
<b>1<sup>a</sup></b>	2500
<b>2<sup>a</sup></b>	1250
<b>3<sup>a</sup></b>	833,3
<b>4<sup>a</sup></b>	625
<b>5<sup>a</sup></b>	537,7
<b>M.A.</b>	2500

Tabla 10: Par total transmitido por cada velocidad.

En las tablas se puede apreciar la evolución del par motor transmitido, por un lado el que se obtiene en el eje secundario y por otro el que se obtendría en el eje final. Se observa en los resultados que el par obtenido es inversamente proporcional a la velocidad, disminuyendo este en cada marcha.

### 5.1.3. Dimensionamiento de los engranajes.

A continuación, se procede al dimensionamiento de los engranajes, son las piezas de la caja encargadas de la transmisión una vez se han calculado las dichas relaciones de transmisión. Como primer punto para el dimensionamiento se ha de seleccionar un dato imprescindible al principio, la distancia entre los ejes primario y secundario de la caja. Se elige una distancia “a” de 100 mm con el fin de conseguir un tamaño de los elementos de la caja de cambios con el que poder trabajar y distinguir con claridad.

Con ello, se puede empezar a dimensionar los engranajes mediante una relación entre la relación de transmisión calculadas con anterioridad y la distancia entre ejes que se ha elegido:

$$a = R_1 + R_2$$

$$R_c = \frac{R_1}{R_2}$$

Donde:

- a: Distancia entre ejes.
- R1: Radio del piñón, eje primario.
- R2: Radio del engrane o rueda, eje secundario.
- Rc: Relación de transmisión de cada velocidad.

Despejando las ecuaciones anteriores, es posible llegar a los radios del piñón y de la rueda de cada velocidad con las siguientes ecuaciones:

$$R_1 = \left( \frac{R_c}{R_c + 1} \right) \cdot a;$$
$$R_2 = \left( \frac{1}{R_c + 1} \right) \cdot a$$

Se utilizan los datos de la primera velocidad para obtener:

$$R_1 = \frac{0,26}{0,26 + 1} \cdot 100 = 20,64 \text{ mm}$$
$$R_2 = \frac{1}{0,26 + 1} \cdot 100 = 79,36 \text{ mm}$$

Ahora para calcular el resto de datos de los engranajes, se selecciona un modulo (m). En este caso se ha seleccionado un número de módulo normalizado de 3 mm. Con dicho módulo y los diámetros calculados y mediante las ecuaciones características de los engranajes normalizados, se obtienen los dientes de cada engranaje:

Siendo el número de dientes,  $Z = \frac{D}{m}$ ; se introducen los datos de la primera velocidad y el modulo de donde sacamos:

$$Z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{41,28}{3} = 13,76 \text{ dientes}$$
$$Z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{158,72}{3} = 52,9 \text{ dientes}$$

Obviamente, el número de dientes de los engranajes no puede ser un número con decimales, por lo que se tiene que redondear de la siguiente manera:

$$Z_1 = 14 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = 53 \text{ dientes}$$

Tras éste redondeo, hay que recalcular los diámetros de los engranajes y la relación de transmisión. Volviendo hacia atrás en los cálculos de esta manera:

$$D = Z \cdot m ;$$

$$D_{1F} = 14 \cdot 3 = 41 \text{ mm}$$

$$D_{2F} = 53 \cdot 3 = 159 \text{ mm}$$

$$R_C = \frac{R_1}{R_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{42}{159} = 0,264$$

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = 100 \text{ mm}$$

Por último, se calcular los diferentes datos que se necesitan para los engranajes de la primera velocidad:

- Paso,  $P = \pi \cdot m$ ;  $P_1 = P_2 = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm}$
- Diámetro de cabeza,  $D_a = (Z+2) \cdot m$ ;  $D_{a1}=48 \text{ mm}$ ;  $D_{a2}=165 \text{ mm}$
- Diámetro de fondo,  $D_f = D - (2,5 \cdot m)$ ;  $D_{f1}=34,5 \text{ mm}$ ;  $D_{f2}=151,5 \text{ mm}$
- Altura del diente,  $h_a=m$ ;  $h_{a1}=h_{a2}= 3 \text{ mm}$
- Fondo del diente,  $h_f=1,25 \cdot m$ ;  $h_{f1}= h_{f2}= 3,75 \text{ mm}$
- Ángulo de empuje,  $\alpha = 20^\circ$
- Diámetro base,  $D_b=D \cdot \cos(\alpha)$ ;  $D_{b1}=38,52 \text{ mm}$ ;  $D_{b2}= 149,41 \text{ mm}$

En la siguiente tabla se muestran todos los datos relacionados con los engranajes de la primera marcha:

Piñón		Rueda	
<b>Relación de transmisión</b>		0,26	
<b>Distancia entre ejes (mm)</b>		100	
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	$D_1$	41,28	$D_2$ 158,72

<b>Módulo (mm)</b>		3		
<b>Nº de dientes</b>	$Z_1$	14	$Z_2$	53
<b>Diámetro final (mm)</b>	$D_{1f}$	41	$D_{2f}$	159
<b>Relación final</b>		0,26		
<b>Paso (mm)</b>		9,42		
<b>Diámetro de cabeza (mm)</b>	$D_{a1}$	48	$D_{a2}$	165
<b>Diámetro de fondo (mm)</b>	$D_{f1}$	34,5	$D_{f2}$	151,5
<b>Altura del diente (mm)</b>		3		
<b>Fondo del diente (mm)</b>		3,75		
<b>Angulo de empuje (°)</b>		20		
<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	45	$D_{b2}$	149,41

Tabla 11: Datos engranajes primera marcha

Como se ha hecho en anteriores apartados, realizamos los mismos cálculos para el resto de las velocidades y se reflejan en las siguientes tablas:

- Segunda marcha:

Piñón			Rueda	
Relación de transmisión			0,52	
Distancia entre ejes (mm)			100	
Diámetro primitivo (mm)	D <sub>1</sub>	68,42	D <sub>2</sub>	131,58
Módulo (mm)			3	
Nº de dientes	Z <sub>1</sub>	23	Z <sub>2</sub>	44
Diámetro final (mm)	D <sub>1f</sub>	69	D <sub>2f</sub>	132
Relación final			0,52	
Paso (mm)			9,42	



<b>Diámetro de cabeza (mm)</b>	$D_{a1}$	75	$D_{a2}$	138
<b>Diámetro de fondo (mm)</b>	$D_{f1}$	61,5	$D_{f2}$	124,5
<b>Altura del diente (mm)</b>		3		
<b>Fondo del diente (mm)</b>		3,75		
<b>Angulo de empuje (°)</b>		20		
<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	64,83	$D_{b2}$	124,04

Tabla 12: Datos engranajes segunda marcha

- Tercera marcha:

	<b>Piñón</b>		<b>Rueda</b>	
<b>Relación de transmisión</b>		0,78		
<b>Distancia entre ejes (mm)</b>		100		
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	$D_1$	87,64	$D_2$	112,36
<b>Módulo (mm)</b>		3		
<b>Nº de dientes</b>	$Z_1$	29	$Z_2$	37
<b>Diámetro final (mm)</b>	$D_{1f}$	87	$D_{2f}$	111
<b>Relación final</b>		0,78		
<b>Paso (mm)</b>		9,42		
<b>Diámetro de cabeza (mm)</b>	$D_{a1}$	93	$D_{a2}$	117
<b>Diámetro de fondo (mm)</b>	$D_{f1}$	79,5	$D_{f2}$	103,5
<b>Altura del diente (mm)</b>		3		
<b>Fondo del diente (mm)</b>		3,75		
<b>Angulo de empuje (°)</b>		20		

<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	81,75	$D_{b2}$	104,3
---------------------------	----------	-------	----------	-------

Tabla 13: Datos engranajes tercera marcha

- Cuarta marcha.

	<b>Piñón</b>		<b>Rueda</b>	
<b>Relación de transmisión</b>			1,04	
<b>Distancia entre ejes (mm)</b>			100	
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	$D_1$	101,96	$D_2$	98,04
<b>Módulo (mm)</b>			3	
<b>Nº de dientes</b>	$Z_1$	34	$Z_2$	33
<b>Diámetro final (mm)</b>	$D_{1f}$	102	$D_{2f}$	99
<b>Relación final</b>			1,04	
<b>Paso (mm)</b>			9,42	
<b>Diámetro de cabeza (mm)</b>	$D_{a1}$	108	$D_{a2}$	105
<b>Diámetro de fondo (mm)</b>	$D_{f1}$	94,5	$D_{f2}$	91,5
<b>Altura del diente (mm)</b>			3	
<b>Fondo del diente (mm)</b>			3,75	
<b>Angulo de empuje (°)</b>			20	
<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	95,84	$D_{b2}$	93,03

Tabla 14: Datos engranajes cuarta marcha

- Quinta marcha:

	Piñón		Rueda	
<b>Relación de transmisión</b>			1,22	
<b>Distancia entre ejes (mm)</b>			100	
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	$D_1$	109,9	$D_2$	90,09
<b>Módulo (mm)</b>			3	
<b>Nº de dientes</b>	$Z_1$	37	$Z_2$	30
<b>Diámetro final (mm)</b>	$D_{1f}$	111	$D_{2f}$	90
<b>Relación final</b>			1,22	
<b>Paso (mm)</b>			9,42	
<b>Diámetro de cabeza (mm)</b>	$D_{a1}$	117	$D_{a2}$	96
<b>Diámetro de fondo (mm)</b>	$D_{f1}$	103,5	$D_{f2}$	82,5
<b>Altura del diente (mm)</b>			3	
<b>Fondo del diente (mm)</b>			3,75	
<b>Angulo de empuje (°)</b>			20	
<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	104,3	$D_{b2}$	84,57

Tabla 15: Datos engranajes quinta marcha

- Marcha atrás:

En esta marcha la forma de calcular todos los datos cambia, ya que no se trata de un piñón-engranaje, sino que incorpora un engranaje auxiliar que sirve para invertir el sentido del giro. Para los primeros cálculos de los dos primeros elementos utilizaremos las mismas formulas.

Piñón			Rueda	
Relación de transmisión			0,26	
Distancia entre ejes (mm)			100	
Diámetro primitivo (mm)	$D_1$	62,78	$D_2$	158,73
Módulo (mm)			3	
Nº de dientes	$Z_1$	14	$Z_2$	53

Tabla 16: Datos pre-dimensionamiento engranajes marcha atrás

Tras calcular el número de dientes de los componentes de la marcha atrás, se reduce el modulo para hacer los engranajes más pequeños, y así poder introducir un engranaje auxiliar. Dicho engranaje no interferirá en la relación de transmisión pero si cambiara el sentido del giro. El número de dientes que posee esta rueda intermedia será de 34 dientes, siendo modulo 2 el de los tres componentes:

Piñón			Rueda		Rueda auxiliar	
Nº de dientes	$Z_1$	14	$Z_2$	53	$Z_3$	34
Diámetro final (mm)	$D_{1f}$	8	$D_{2f}$	106	$D_{3f}$	68
Relación final			0,26			
Paso (mm)			9,42			
Diámetro de cabeza (mm)	$D_{a1}$	48	$D_{a2}$	165	$D_{a3}$	105
Diámetro de fondo (mm)	$D_{f1}$	36,5	$D_{f2}$	151,5	$D_{f1}$	91,5
Altura del diente (mm)			2			
Fondo del diente (mm)			3,75			

<b>Angulo de empuje (°)</b>	20					
<b>Diámetro base (mm)</b>	$D_{b1}$	39,46	$D_{b2}$	149,41	$D_{b3}$	93,03

Tabla 17: Datos engranajes marcha atrás

## 5.2. Cálculos de las fuerzas en los engranajes.

En nuestro caso son engranajes rectos, que al estar en contacto con cierto ángulo presentan dos fuerzas.

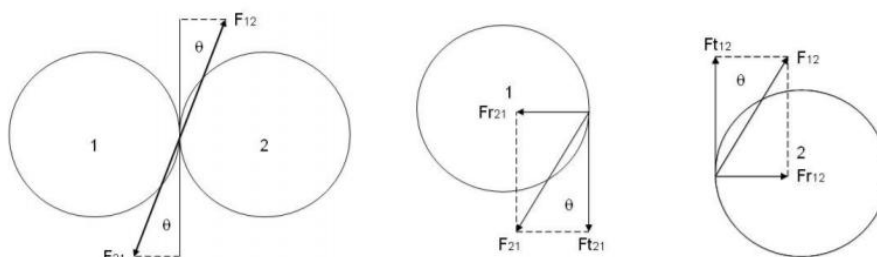


Ilustración 13: Fuerzas en los engranajes.

Las fuerzas para estos engranajes se calculan con las siguientes fórmulas:

$$U = \frac{T}{R}$$

$$F_r = U \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Si se aplican:

$$U_1 = \frac{150.000}{20,5} = 7317,07 \text{ N}$$

$$U_2 = \frac{150.000}{34,5} = 4347,82 \text{ N}$$

$$U_3 = \frac{150.000}{43,5} = 3448,27 \text{ N}$$

$$U_4 = \frac{150.000}{51} = 2941,17 \text{ N}$$

$$U_5 = \frac{150.000}{55,5} = 2702,7 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 7317,07 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2663,20 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 4347,82 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1582,48 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 3448,27 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1255,07 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 2941,17 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1070,5 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 2702,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 983,7 \text{ N}$$

### 5.3. Fuerzas en los engranajes de marcha atrás.

Sabiendo la distancia entre ejes y los radios de los engranajes, se han calculado en apartados anteriores, mediante trigonometría se procede a calcular los ángulos a los cuales se colocaran dichos engranajes.

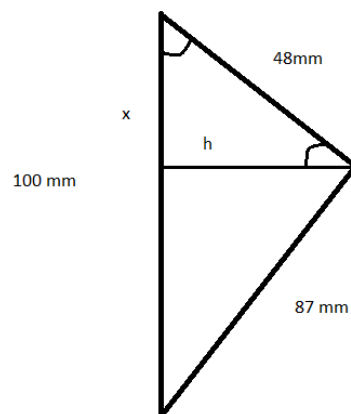


Ilustración 14: Angulo engranajes marcha atrás.

$$h = \frac{48 \cdot 87}{100} = 41,7$$

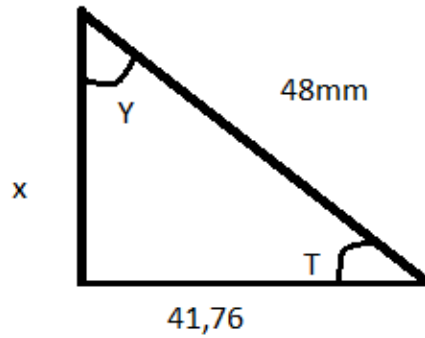


Ilustración 15: Pitágoras.

Pitágoras:

$$h^2 = c_1^2 + c_2^2$$

Teorema del seno:

$$\frac{c_1}{\text{sen}\alpha} = \frac{c_2}{\text{sen}\beta}$$

Se calcula los datos que faltan a partir de las anteriores fórmulas:

$$48^2 = 41,76^2 + x^2$$

$$x = 23,66$$

$$\frac{23,66}{\text{sen}T} = \frac{41,76}{\text{sen}Y} = \frac{48}{\text{sen}90}$$

$$T = 60,46$$

$$Y = 29,5$$

Una vez sacados los ángulos, se puede calcular las fuerzas que actúan sobre el engranaje.

$$U_r = \frac{150.000}{14} = 10714,28 \cdot \cos 60,46 = 5282 \text{ N}$$

$$F_{rR} = 5282 \cdot \text{tg} 20 = 1922,49 \cdot \cos 29,5 = 1673,25 \text{ N}$$

## 5.4. Cálculo de los ejes.

Las cajas de cambios están compuestas por unos ejes que tienen que soportar las fuerzas que producen los engranajes, dichas cargas son variables, por lo que tenemos que hacer un estudio a fatiga para poder dimensionar el eje. Para realizar dicho estudio se utiliza el código ASME.

### 5.4.1. Cálculo de las fuerzas en el eje motor.

Para dimensionar el eje primario se tienen en cuenta las cargas transmitidas por los engranajes, en este caso  $U$  y  $F_r$ , así como el momento producido por la carga  $U$ . en la siguiente imagen se pueden observar las tres cargas de las que se ha hablado.

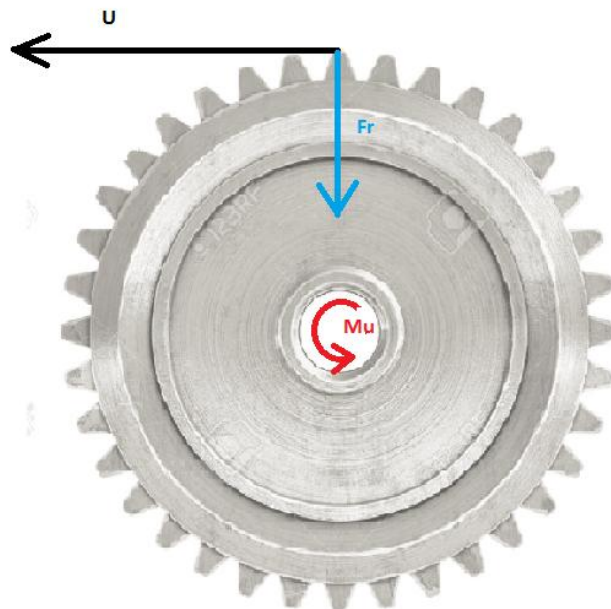


Ilustración 16: Cargas en el engranaje.

A continuación se calcularán el momento flector máximo y las reacciones en los apoyos, para ello se utilizarán las ecuaciones de equilibrio estático.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M = 0$$



Como se ha mencionado anteriormente, mediante las ecuaciones de equilibrio se calcularán las reacciones en los apoyos. Primero se realizarán los cálculos con las fuerzas U en el eje.

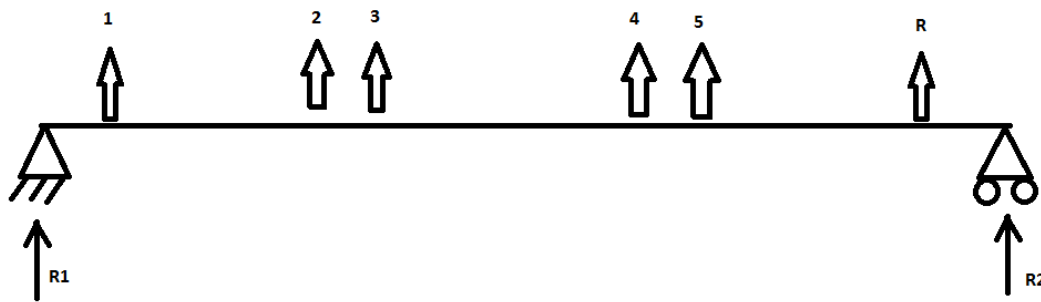


Ilustración 17: Fuerzas U ejercidas en el eje primario.

Hay que tener en cuenta que cada fuerza tiene su momento.

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 + R2 + 7317,07 + 4347,82 + 3448,27 + 2941,17 + 2702,7 + 5282 = 0$$

$$\Sigma M|_{R_1} = 0$$

$$R2 \cdot 0,437 + 150 \cdot 5 + 73,95 + 7317,07 \cdot 0,048 + 4347,82 \cdot 0,141 + 3448,27 \cdot 0,183 \\ + 2741,17 \cdot 0,276 + 2702,7 \cdot 0,308 + 5282 \cdot 0,394 = 0$$

$$R1 = -11804,85 \text{ N}$$

$$R2 = -14234,17 \text{ N}$$

Una vez se han calculado las reacciones en los apoyos. Mediante cortes se irán calculando los momentos máximos en el eje.

- U1 [0-0,048].

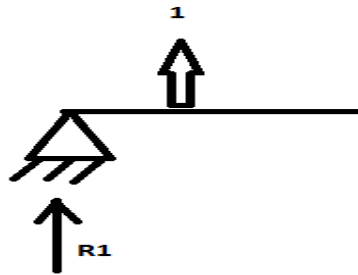


Ilustración 18: Corte 1

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 + 7317,07 = T1$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x + 7317,07 \cdot (x - 0,048) - 150 = M1$$

$$T1 = -4486,93 \text{ N}$$

$$\Sigma M|_0 = -501,22 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M|_{0,048} = -716 \text{ Nm}$$

- U2 [0,048-0,129].

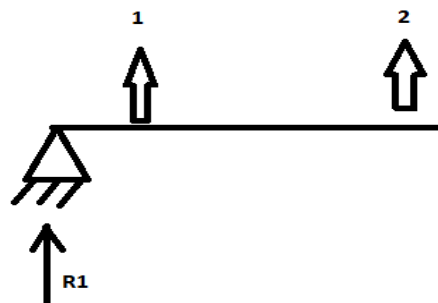


Ilustración 19: Corte 2

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 + 7317,07 + 4347,82 = T2$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x + 7317,07 \cdot (x - 0,048) + 4347,82 \cdot (x - 0,129) - 150 \cdot 2 = M2$$

$$T2 = -139,96 \text{ N}$$

$$\Sigma M2|_{0,048} = -1218,74 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M2|_{0,129} = -1230,14 \text{ Nm}$$

- U3 [0,129-0,161].

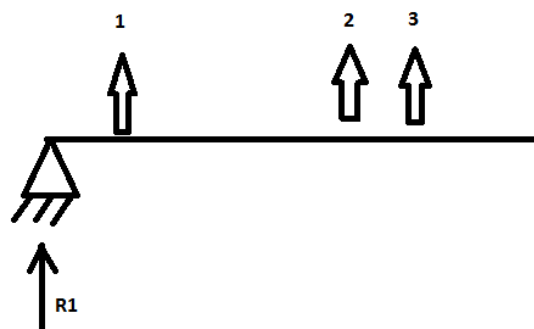


Ilustración 20: Corte 3.

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 + 7317,07 + 4347,82 + 3448,27 = T3$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x + 7317,07 \cdot (x - 0,048) + 4347,82 \cdot (x - 0,129) + 3448,27 \cdot (x - 0,161) - 150 \cdot 3 = M3$$

$$T3 = 3308,31 \text{ N}$$

$$\Sigma M3|_{0,129} = -1490,48 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M3|_{0,161} = -1384,62 \text{ Nm}$$

- UR [0-0,048].

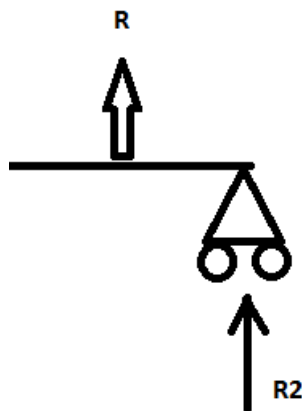


Ilustración 21: Corte 4.

$$\Sigma F = 0$$

$$R2 + 5282 + TR = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x + 5282 \cdot (x - 0,048) + 73,95 = MR$$

$$TR = 8952,17 \text{ N}$$

$$\Sigma MR|_0 = -1179,53 \text{ Nm}$$

$$\Sigma MR|_{0,048} = -609,29 \text{ Nm}$$

- U5 [0,048-0,141].

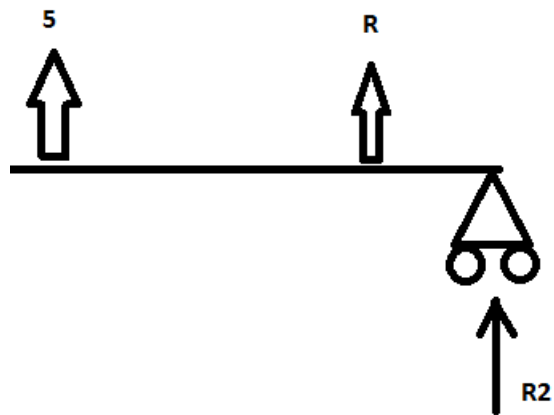


Ilustración 22: Corte 5.

$$\Sigma F = 0$$

$$R2 + 5282 + 2702,7 = T5$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x + 5282 \cdot (x - 0,048) + 2702,7 \cdot (x - 0,141) + 150 + 73,95 = M5$$

$$T5 = 6249,47 \text{ N}$$

$$\Sigma M5|_{0,048} = -634,58 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M5|_{0,141} = -1215,79 \text{ Nm}$$

- U4 [0,141-0,183].

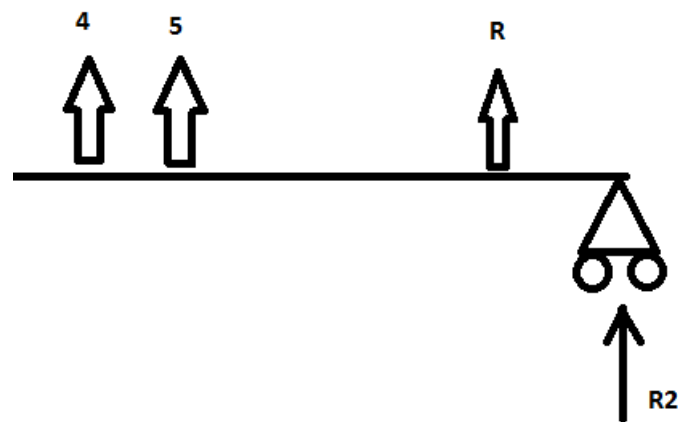


Ilustración 23: Corte 6.

$$\Sigma F = 0$$

$$R2 + 5282 + 2702,7 + 2941,17 = T4$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x + 5282 \cdot (x - 0,048) + 2701,7 \cdot (x - 0,141) + 2941,17 \cdot (x - 0,183) + 150 \cdot 2 + 73,95 = M4$$

$$T4 = 3308,31 \text{ N}$$

$$\Sigma M4|_{0,141} = -1189,32 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M4|_{0,183} = -1328,27 \text{ Nm}$$

A continuación, se realiza el mismo proceso pero esta vez con la fuerza Fr.

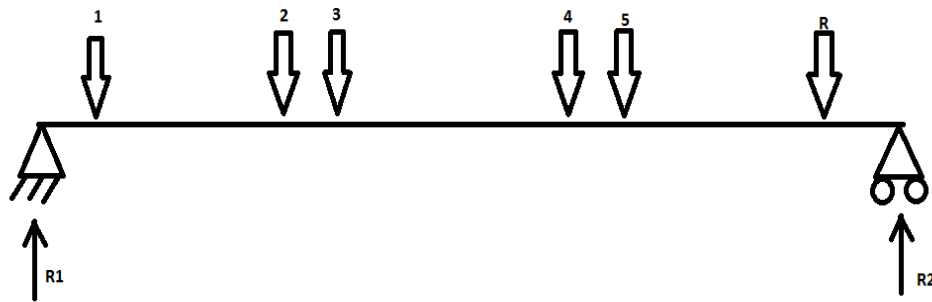


Ilustración 24: Fuerzas Fr en el eje primario.

$$\Sigma F = 0$$

$$R_1 + R_2 = 2663,20 + 1582,48 + 1255,07 + 1070,5 + 983,7 + 1673,25$$

$$\Sigma M|_{R_1} = 0$$

$$\begin{aligned} R_2 \cdot 0,437 + 150 \cdot 5 + 73,95 \\ = 2663,20 \cdot 0,048 + 1582,48 \cdot 0,129 + 1255,07 \cdot 0,161 + 1070,5 \cdot 0,254 \\ + 983,7 \cdot 0,296 + 1673 \cdot 0,389 \end{aligned}$$

$$R_1 = 7113,63 \text{ N}$$

$$R_2 = 2114,56 \text{ N}$$

- Fr1 [0-0,048].

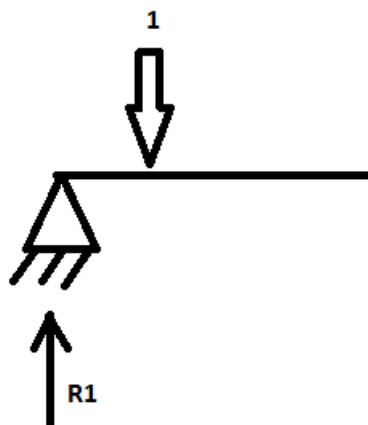


Ilustración 25: Corte 1 Fr

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 - 2663,20 = T1$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x - 2663,20 \cdot (x - 0,048) - 150 = M1$$

$$T1 = 4450 \text{ N}$$

$$\Sigma M|_0 = -22,166 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M|_{0,048} = 191,45 \text{ Nm}$$

- Fr2 [0,048-0,129].

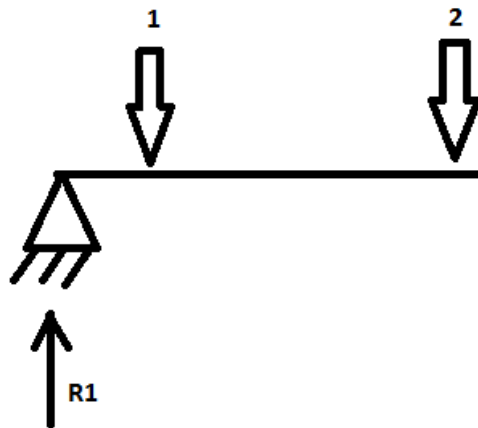


Ilustración 26: Corte 2 Fr

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 - 2663,20 - 1582,48 = T2$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x - 2663,20 \cdot (x - 0,048) - 1582,48 \cdot (x - 0,129) - 150 \cdot 2 = M2$$

$$T2 = 2867,95 \text{ N}$$

$$\Sigma M2|_{0,048} = 169,63 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M2|_{0,129} = 401,93 \text{ Nm}$$



- Fr3 [0,129-0,161].

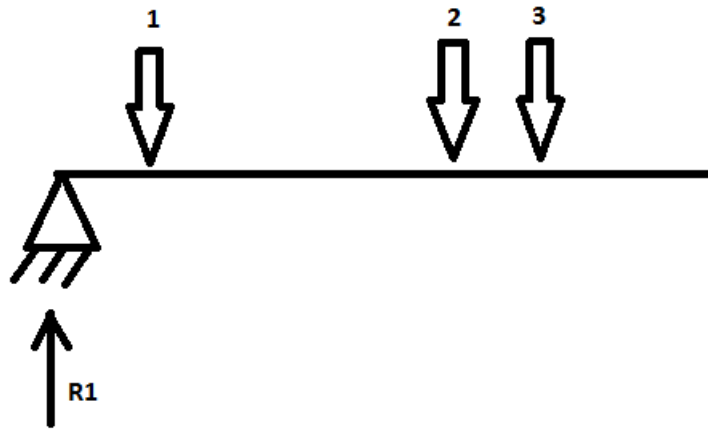


Ilustración 27: Corte 3 Fr.

$$\Sigma F = 0$$

$$R1 - 2263,2 - 1582,48 - 1255,07 = T3$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R1 \cdot x - 2663,2 \cdot (x - 0,048) - 1582,48 \cdot (x - 0,129) - 1255,07 \cdot (x - 0,161) - 150 \cdot 3 = M3$$

$$T3 = 1612,88 \text{ N}$$

$$\Sigma M3|_{0,129} = 292,10 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M3|_{0,161} = 343,71 \text{ Nm}$$

- FrR [0-0,048].

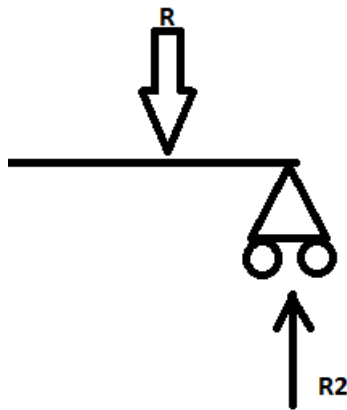


Ilustración 28: Corte 4 Fr.

$$\Sigma F = 0$$

$$-R2 + 1673,25 = Tr$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x - 1673,25 \cdot (x - 0,048) + 73,95 = MR$$

$$TR = -441,31 \text{ N}$$

$$\Sigma MR|_0 = 154,266 \text{ Nm}$$

$$\Sigma MR|_{0,048} = 175,45 \text{ Nm}$$

- Fr5 [0,048-0,141].

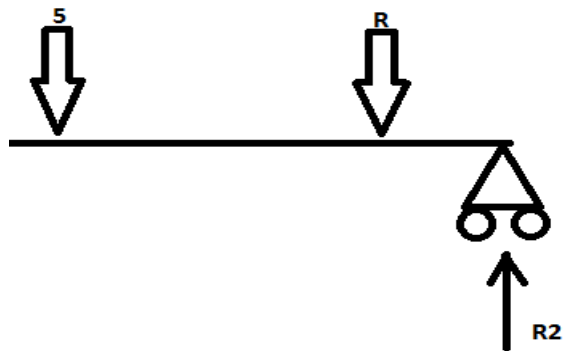


Ilustración 29: Corte 5 Fr.

$$\Sigma F = 0$$

$$-R2 + 1673,25 + 983,7 = T5$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x - 1673,25 \cdot (x - 0,048) - 983,7 \cdot (x - 0,141) + 150 + 73,95 = M5$$

$$T5 = 442,39 \text{ N}$$

$$\Sigma M5|_{0,048} = 416,93 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M5|_{0,141} = 366,49 \text{ Nm}$$

- Fr4 [0,141-0,183].

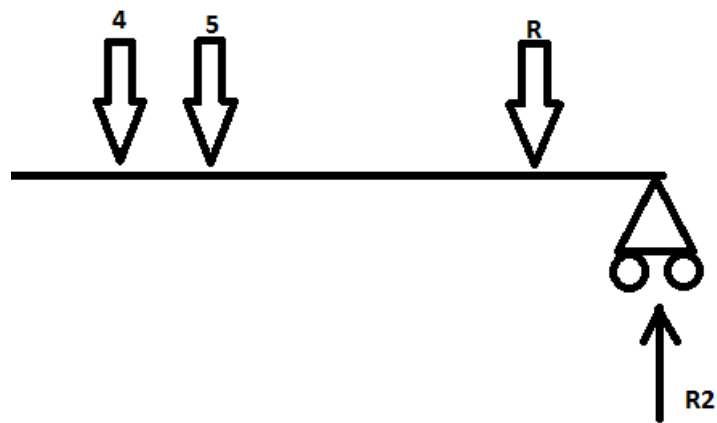


Ilustración 30: Corte 6 Fr.

$$\Sigma F = 0$$

$$-R2 + 1673,25 + 983,7 + 1070,5 = T4$$

$$\Sigma M = 0$$

$$R2 \cdot x - 1673,25 \cdot (x - 0,048) - 983,7 \cdot (x - 0,141) - 1070,5 \cdot (x - 0,183) + 150 \cdot 2 + 73,95 = M4$$

$$T4 = 1612,89 \text{ N}$$

$$\Sigma M4|_{0,141} = 561,45 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M4|_{0,183} = 493,67 \text{ Nm}$$

Como se puede observar en los cálculos anteriores, en el eje existen dos momentos flectores. Los dos momentos se encuentran en planos diferentes.

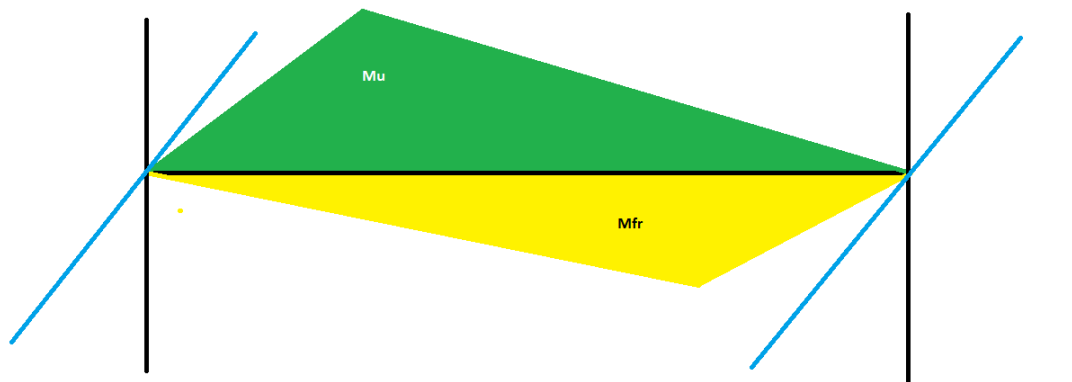


Ilustración 31: Momentos en el eje.

#### 5.4.2. Cálculo del momento total en el eje motor.

Para calcular el momento flector equivalente en un eje, se necesita la siguiente fórmula.

$$M_F = \sqrt{M_u^2 + M_f^2}$$

Una vez aplicada esta fórmula en cada marcha, se escogerá el punto más crítico del eje y se procederá a calcular el diámetro de este mediante el código ASME.

Momento Flector Total (Mf)	
1	1232,95 N m
2	1543,26 N m
3	1426,04 N m
4	1416,55 N m
5	1338,26 N m
R	758,78 N m

Ilustración 32: Momentos flectores máximos.

En la tabla se puede comprobar que la sección mas critica del eje se encuentra localizada en la segunda marcha.

#### 5.4.3. Dimensionamiento del eje primario.

El dimensionamiento del eje será calculado mediante el método ASME, para ello se necesita el momento torsor máximo, al ser el eje primario este será el generado por el motor, y el momento flector máximo mayorados con unos coeficientes y ciertas propiedades del material. Para ello, se necesita la siguiente formula:

$$t_{max} = \frac{r}{j} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_t \cdot M_t)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot CS}$$

CM y Ct son constantes que según el código ASME, van cambiando depende de la situación.

CONSTANTES SEGÚN EL CÓDIGO ASME		
Naturaleza de la carga	Valores para	
	$C_m$	$C_t$
<b>Ejes fijos:</b>		
Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
Carga aplicada repentinamente	1,5-2,0	1,5-2,0
<b>Ejes giratorios:</b>		
Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1,5-2,0	1,0-1,5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2,0-3,0	1,5-3,0

J es el momento estático, el cual será calculado mediante:

$$J = \frac{\pi}{2} \cdot r^4$$

Se usara CS=2.

Como último dato, se necesitaran las propiedades del material del que estará hecho el eje. AISI 4140.

$$\sigma_{yp} = 690 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, una vez se tienen todos los datos correspondientes, se calcula el radio mínimo para la sección crítica del eje. En este caso se trata de la marcha 2.

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1543260)^2 + (1 \cdot 150000)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$r = 20 \text{ mm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro del eje, se irá al catalogo de los ejes macizos, y se dimensionaran todas las secciones del eje primario.

Tabla de medidas · Medidas en mm										
Diámetro del eje	Referencia	Peso	Longitud	Materiales <sup>1)</sup>			Tolerancia	Redondez	Paralelismo	Profundidad de la capa templada
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión <sup>4)</sup>					
					X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18				
d <sub>LW</sub>		kg/m	L <sub>máx</sub>				h6	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	R <sub>ht</sub> <sup>3)</sup>
							μm	μm	μm	mín. mm
4	W 4	0,1	2500	●	–	●	0– 8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3600	●	–	–	0– 8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4000	●	●	●	0– 8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6000	●	–	–	0–11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6000	●	–	–	0–16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2

Ilustración 33: Catalogo de ejes.

En la siguiente tabla se puede observar los diámetros de todas las secciones del eje.

Diámetros por secciones.	
1	30
2	40
3	40
4	40
5	40
R	30

Ilustración 34: Diámetros eje primario.



#### 5.4.4. Dimensionamiento del eje secundario.

En este eje, se utilizarán las mismas fuerzas que son generadas por los engranajes, por lo que el momento flector máximo es el mismo que en el anterior eje. El momento torsor cambia, ya que se cumple la relación de transmisión.

$$M \cdot i$$

$$1^{\text{a}} 150 \cdot 0,26 = 39 \text{ N m}$$

$$2^{\text{a}} 150 \cdot 0,52 = 78 \text{ N m}$$

$$3^{\text{a}} 150 \cdot 0,78 = 117 \text{ N m}$$

$$4^{\text{a}} 150 \cdot 1,04 = 156 \text{ N m}$$

$$5^{\text{a}} 150 \cdot 1,22 = 183 \text{ N m}$$

$$R 73,95 \cdot 0,26 = 19,24 \text{ N m}$$

En este eje el torsor máximo está generado por la quinta marcha, de la misma forma que en el apartado anterior, dimensionaremos la sección del eje mediante el código ASME.

Los datos excepto el momento torsor son los mismos, es decir:

$$C_M = 1,5$$

$$C_t = 1$$

$$\sigma_{yp} = 690 \text{ N/mm}^2$$

$$CS = 2$$

Código ASME:

$$\frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot r^4} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1338260)^2 + (1 \cdot 183000)^2} \leq \frac{690}{2 \cdot 2}$$

$$r = 19,52$$

$$D = 39,04$$

Una vez se calcula el diámetro de la sección crítica, como en el apartado anterior se irá al catalogo de ejes macizos y se dimensionaran las secciones del eje.

Tabla de medidas · Medidas en mm										
Diámetro del eje	Referencia	Peso	Longitud	Materiales <sup>1)</sup>			Tolerancia	Redondez	Paralelismo	Profundidad de la capa templada
				Acero bonificado	Acero resistente a la corrosión <sup>4)</sup>					
d <sub>LW</sub>		kg/m	L <sub>máx</sub>		X 46 Cr 13	X 90 CrMoV 18	μm	μm	μm	Rht <sup>3)</sup> min. mm
4	W 4	0,1	2500	●	–	●	0– 8	4	5	0,4
5	W 5	0,15	3600	●	–	–	0– 8	4	5	0,4
6	W 6	0,22	4000	●	●	●	0– 8	4	5	0,4
8	W 8	0,39	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
10	W 10	0,61	4000	●	●	●	0– 9	4	6	0,4
12	W 12	0,89	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
14	W 14	1,21	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
15	W 15	1,37	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
16	W 16	1,57	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
17	W 17	1,78	6000	●	–	–	0–11	5	8	0,6
18	W 18	1,98	6000	●	●	●	0–11	5	8	0,6
20	W 20	2,45	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
24	W 24	3,55	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
25	W 25	3,83	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
30	W 30	5,51	6000	●	●	●	0–13	6	9	0,9
32	W 32	6,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
35	W 35	7,56	6000	●	–	–	0–16	7	11	1,5
40	W 40	9,8	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
50	W 50	15,3	6000	●	●	●	0–16	7	11	1,5
60	W 60	22,1	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2
80	W 80	39,2	6000	●	●	●	0–19	8	13	2,2

Ilustración 35: Catalogo de ejes.

En la siguiente tabla se puede observar como quedan las secciones del eje secundario.

Diámetros por secciones.	
1	40
2	40
3	40
4	40
5	40
R	35

Ilustración 36: Diámetros eje secundario.

## 5.5. Cálculo de los rodamientos.

El cálculo de los rodamientos se hará a partir de la norma UNE 18113-1983 calculando la capacidad de los rodamientos con la fórmula:

$$C = F_i \cdot (L_{10})^{\frac{1}{a}}$$

C es la carga nominal.

$L_{10}$  es la duración.

$F_i$  es la carga aplicada al rodamiento.

a es un dato que cambia según el rodamiento, se usará para rodamientos de rodillos

a = 10/3

En nuestro rodamiento la carga que va a soportar no es constante, por lo que según la marcha seleccionada las cargas cambiarán. Hay que calcular una carga equivalente con la fórmula:

$$F_{eq}^a \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = F_1^a \cdot l_1 + F_2^a \cdot l_2 + F_3^a \cdot l_3$$

Para obtener  $l_i$  se usarán las horas que se han seleccionado para cada marcha.

### 5.5.1. Cálculo de los rodamientos en el eje primario.

En primer lugar se calcula la vida de los rodamientos en el eje motor.

$$l_1 = 4500 \text{ rpm} \cdot 146 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 39,42 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_2 = 4500 \text{ rpm} \cdot 456 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 123,12 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_3 = 4500 \text{ rpm} \cdot 526 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 142,02 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_4 = 4500 \text{ rpm} \cdot 876 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 236,52 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_5 = 4500 \text{ rpm} \cdot 476 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 128,52 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_R = 4500 \text{ rpm} \cdot 20 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 5,4 \text{ millones de vueltas}$$

A continuación se calculan las fuerzas producidas por cada marcha en los apoyos:

- Marcha 1:

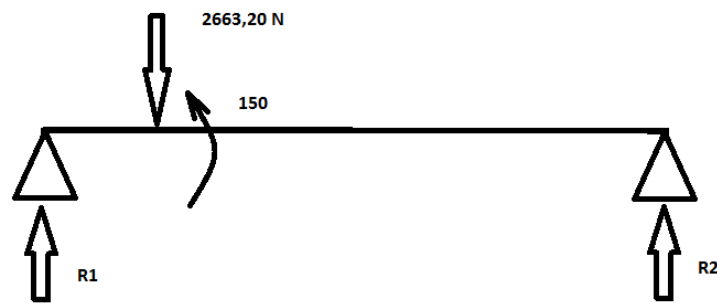


Ilustración 37: Reacciones 1

$$R_1 + R_2 = 2663,20$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 150 = 2663,20 \cdot 0,048$$

$$R_2 = -46,47 \text{ N}$$

$$R_1 = 2709,67 \text{ N}$$

- Marcha 2:

-

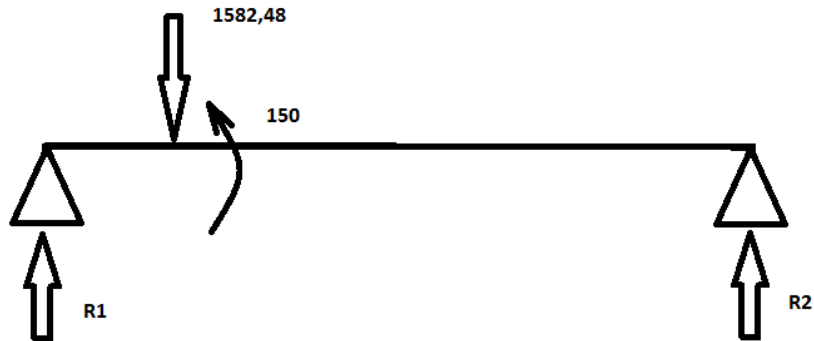


Ilustración 38: Reacciones 2

$$R_1 + R_2 = 1582,48$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 150 = 2663,20 \cdot 0,141$$

$$R_2 = 153,311 \text{ N}$$

$$R_1 = 1429,16 \text{ N}$$

- Marcha 3:

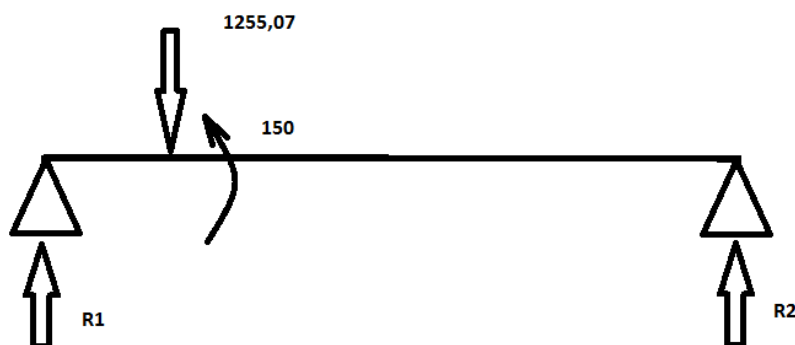


Ilustración 39: Reacciones 3

$$R_1 + R_2 = 1255,07$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 150 = 1255,07 \cdot 0,169$$

$$R_2 = 130,20 \text{ N}$$

$$R_1 = 1124,86 \text{ N}$$

- Marcha 4:

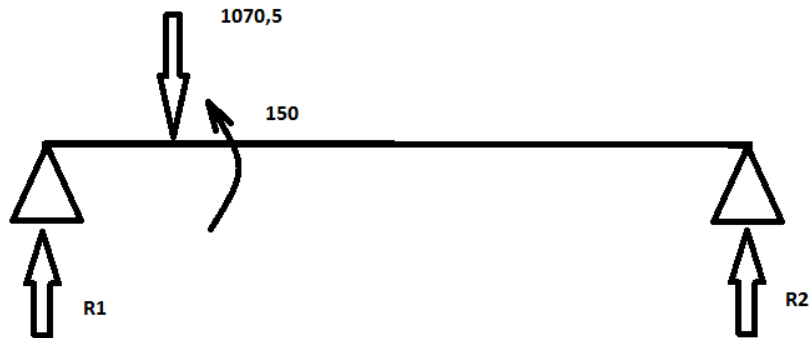


Ilustración 40: Reacciones 4

$$R_1 + R_2 = 1070,5$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 150 = 1070,5 \cdot 0,305$$

$$R_2 = 370,026 \text{ N}$$

$$R_1 = 700,47 \text{ N}$$

- Marcha 5:

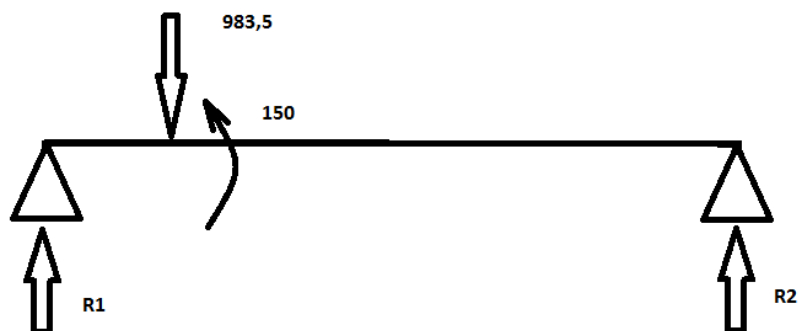


Ilustración 41: Reacciones 5

$$R_1 + R_2 = 983,5$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 150 = 983 \cdot 0,348$$

$$R_2 = 403,05 \text{ N}$$

$$R_1 = 580,45 \text{ N}$$

- Marcha R:

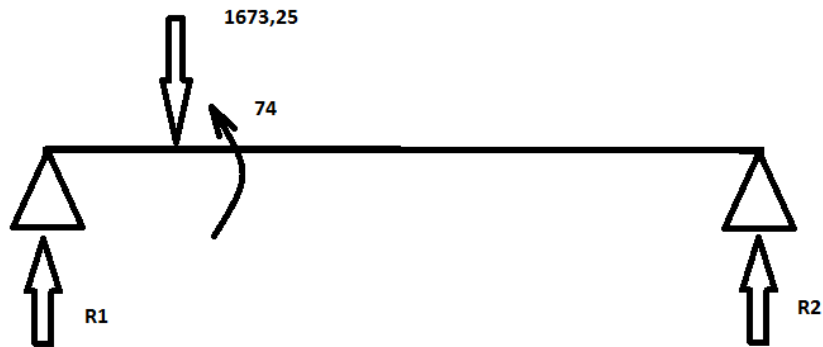


Ilustración 42: Reacciones R

$$R_1 + R_2 = 1673,25$$

$$R_2 \cdot 0,477 + 74 = 1673,25 \cdot 0,434$$

$$R_2 = 1367,27 \text{ N}$$

$$R_1 = 305,97 \text{ N}$$

- Rodamiento R1 ( Rodillos):

En nuestro caso el rodamiento 1 será de rodillos ya que al ser engranajes rectos no hay fuerzas axiales.

$$F_{eq} \frac{10}{3} \cdot 675 = 2709,67 \frac{10}{3} \cdot 39,42 + 1429,16 \frac{10}{3} \cdot 123,12 + 1124,86 \frac{10}{3} \cdot 142,02 + 700,47 \frac{10}{3} \cdot 236,52 + 580,45 \frac{10}{3} \cdot 128,52 + 305,95 \frac{10}{3} \cdot 5,4$$

$$F_{eq} = 1342,5$$

Tras calcular la carga equivalente se calculara la vida nominal  $L_{10}$ , en esta vida nominal el 95% de los rodamientos no sufre fatiga.

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}}$$

$$L_{10} = 1090,37 \text{ millones de vueltas.}$$

Con la formula de la  $C_{10}$  se calculara la capacidad dinámica.

$$C_{10} = 1342,5 \cdot (1090,37)^{\frac{3}{10}} = 10944,26 \text{ N}$$

Con el valor obtenido se irá al catalogo de rodamientos y se seleccionara el rodamiento como se puede ver en la imagen siguiente.

- Rodamiento B ( Rodillos):

$$F_{eq}^{\frac{10}{3}} \cdot 675 = -46,47^{\frac{10}{3}} \cdot 39,42 + 153,311^{\frac{10}{3}} \cdot 123,12 + 130,20^{\frac{10}{3}} \cdot 142,02 + 370,026^{\frac{10}{3}} \cdot 236,52 + 403,05^{\frac{10}{3}} \cdot 128,52 + 1367,27^{\frac{10}{3}} \cdot 5,4$$

$$F_{eq} = 394,66$$

A continuación se aplica el mismo valor de  $L_{10}$ , ya que se encuentran en el mismo eje, en la formula de la capacidad dinámica:

$$C_{10} = 394,66 \cdot (1090,37)^{\frac{3}{10}} = 3217,32 \text{ N}$$



Como en el rodamiento anterior, con el valor de la capacidad dinámica se irá al catálogo y se seleccionara el rodamiento adecuado.

### 5.5.2. Cálculo de los rodamientos en el eje secundario.

Como en el caso anterior se calcula la vida de los rodamientos del eje secundario.

$$l_1 = 1170 \text{ rpm} \cdot 146 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 10,25 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_2 = 2340 \text{ rpm} \cdot 456 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 64,02 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_3 = 3510 \text{ rpm} \cdot 526 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 110,77 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_4 = 4680 \text{ rpm} \cdot 876 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 245,98 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_5 = 5490 \text{ rpm} \cdot 476 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 156,79 \text{ millones de vueltas}$$

$$l_R = 1170 \text{ rpm} \cdot 20 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1 \text{ millon de vueltas}}{10^6 \text{ vueltas}} = 1,4 \text{ millones de vueltas}$$

Las reacciones en los apoyos serán las que se muestran en la siguiente tabla:

<b>Reacciones en los apoyos.</b>		
<b>Nº</b>	<b>R3</b>	<b>R4</b>
<b>1</b>	2313,44 N	349,75 N
<b>2</b>	951,18 N	631,29 N
<b>3</b>	565,11 N	689,95 N
<b>4</b>	58,96 N	1011,53 N
<b>5</b>	-117,80 N	1100,80 N
<b>R</b>	110,5 N	1562,74 N

Tabla 18: Reacciones en los apoyos eje secundario.

A continuación se calculará la capacidad para cada rodamiento. Una vez se haya calculado se seleccionará uno del catálogo. Al ser engranajes rectos no habrá carga axial por lo que los dos rodamientos serán de rodillos.

- Rodamiento R3 (Rodillos):

$$F_{eq}^{\frac{10}{3}} \cdot 589,21 = 2313,44^{\frac{10}{3}} \cdot 10,25 + 951,18^{\frac{10}{3}} \cdot 64,02 + 565,11^{\frac{10}{3}} \cdot 110,77 + 58,96^{\frac{10}{3}} \cdot 245,98 - 117,8^{\frac{10}{3}} \cdot 156,79 + 110,5^{\frac{10}{3}} \cdot 1,41$$

$$F_{eq} = 762,32 \text{ N}$$

Tras calcular la carga equivalente se calculara la vida nominal  $L_{10}$ , en esta vida nominal el 95% de los rodamientos no sufre fatiga.

$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}}$$

$$L_{10} = 951,78 \text{ millones de vueltas.}$$

Con la formula de la  $C_{10}$  se calculara la capacidad dinámica.

$$C_{10} = 762,32 \cdot (951,78)^{\frac{3}{10}} = 5966,20 \text{ N}$$

Con el valor obtenido se irá al catalogo de rodamientos y se seleccionara el rodamiento como se puede ver en la imagen siguiente.

- Rodamiento R4 ( Rodillos):

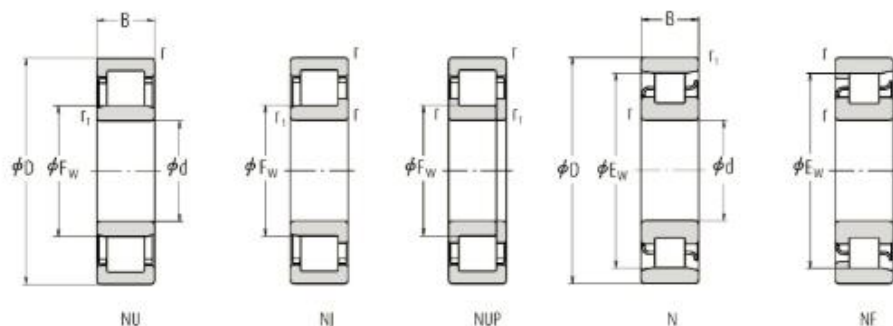
$$\begin{aligned} Feq^{\frac{10}{3}} \cdot 589,21 &= 349,75^{\frac{10}{3}} \cdot 10,25 + 631,29^{\frac{10}{3}} \cdot 64,02 + 689,95^{\frac{10}{3}} \cdot 110,77 + 1011,53^{\frac{10}{3}} \\ &\cdot 245,98 + 1100,8^{\frac{10}{3}} \cdot 156,79 + 1562,74^{\frac{10}{3}} \cdot 1,41 \end{aligned}$$

$$Feq = 382,44$$

A continuación se aplica el mismo valor de  $L_{10}$ , ya que se encuentran en el mismo eje, en la formula de la capacidad dinámica:

$$C_{10} = 382,44 \cdot (951,78)^{\frac{3}{10}} = 2993,169 \text{ N}$$

Como en el rodamiento anterior, con el valor de la capacidad dinámica se irá al catálogo y se seleccionara el rodamiento adecuado.



Dimensiones Globales (mm)							Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite (¹) (rpm)	
d	D	B	r min.	r1	Ew min.	Ew	Ce	Ce1	Grasa	Aceite
35	62	14	1,0	0,6	42,0	55	22 600	23 200	11 000	13 000
	72	17	1,1	0,6	—	61,8	35 500	34 000	9 500	11 000
	72	17	1,1	0,6	44,0	—	58 000	50 000	8 500	10 000
	72	17	1,1	0,6	44,0	—	50 500	50 000	8 500	10 000
	72	23	1,1	0,6	44,0	—	71 000	65 500	8 500	10 000
	72	23	1,1	0,6	44,0	—	61 500	65 500	8 500	10 000
	80	21	1,5	1,1	—	68,2	49 500	47 000	8 000	9 500
	80	21	1,5	1,1	46,2	—	76 500	65 500	7 500	9 500
	80	21	1,5	1,1	46,2	—	66 500	65 500	7 500	9 500
	80	31	1,5	1,1	46,2	—	107 000	101 000	6 700	8 500
	80	31	1,5	1,1	46,2	—	93 000	101 000	6 700	8 500
	100	25	1,5	1,5	53,0	83	75 500	69 000	6 700	8 000
40	68	15	1,0	0,6	47,0	61	27 300	29 000	10 000	12 000
	80	18	1,1	1,1	—	70	43 500	43 000	8 500	10 000
	80	18	1,1	1,1	49,5	—	64 000	55 500	7 500	9 000
	80	18	1,1	1,1	49,5	—	55 500	55 500	7 500	9 000
	80	23	1,1	1,1	49,5	—	83 000	77 500	7 500	9 000
	80	23	1,1	1,1	49,5	—	72 500	77 500	7 500	9 000
	90	23	1,5	1,5	—	77,5	58 500	57 000	6 700	8 500
	90	23	1,5	1,5	52,0	—	95 500	81 500	6 700	8 000
	90	23	1,5	1,5	52,0	—	83 000	81 500	6 700	8 000
	90	33	1,5	1,5	52,0	—	131 000	122 000	6 000	7 500
	90	33	1,5	1,5	52,0	—	114 000	122 000	6 000	7 500
	110	27	2,0	2,0	58,0	92	95 500	89 000	6 000	7 500
45	75	16	1,0	0,6	52,5	67,5	32 500	35 500	9 000	11 000
	85	19	1,1	1,1	—	75	46 000	47 000	7 500	9 000
	85	19	1,1	1,1	54,5	—	72 500	66 500	6 700	8 000
	85	19	1,1	1,1	54,5	—	63 000	66 500	6 700	8 000
	85	23	1,1	1,1	54,5	—	87 500	84 500	6 700	8 500
	85	23	1,1	1,1	54,5	—	76 000	84 500	6 700	8 500
	100	25	1,5	1,5	—	86,5	79 000	77 500	6 300	7 500
	100	25	1,5	1,5	58,5	—	112 000	98 500	6 000	7 500
	100	25	1,5	1,5	58,5	—	97 500	98 500	6 000	7 500
	100	36	1,5	1,5	58,5	—	158 000	153 000	5 300	6 700
	100	36	1,5	1,5	58,5	—	137 000	153 000	5 300	6 700
	120	29	2,0	2,0	64,5	100,5	107 000	102 000	5 600	6 700

**Notas** (¹) Las velocidades límite mostradas anteriormente se aplican a los rodamientos con jaulas mecanizadas (Sin sufijo). Para rodamientos con jaulas prensadas, reduzca la velocidad límite en un 20%. (No aplicable a referencias de rodamientos con sufijo EM, EW o ET.)  
(²) Los rodamientos con sufijo ET tienen jaula de poliamida. La temperatura máxima de funcionamiento debería ser inferior a 120°C.

B 112

Ilustración 43: Catálogo NSK rodamientos de aguja.

### 5.5.3. Cálculo de los rodamientos de los engranajes.

En el eje secundario se tiene que conseguir que el engranaje ruede libre e independiente del eje por lo que se usaran rodamientos de agujas.

Se calculara de la misma forma que los rodamientos de los ejes mediante en catalogo NSK.

En la siguiente tabla se pueden ver las fuerzas radiales que produce cada engranaje del eje secundario.

Marcha	1	2	3	4	5	R
$F_r[N]$	2663,20	1582,48	1255,07	1070,5	983	1673,25

Tabla 19: Fuerzas radiales producidas por los engranajes.

Se calcula a continuación la vida de cada rodamiento. Dicha vida se calcula teniendo en cuenta que el 95% de los rodamientos no sufre fatiga.

- Marcha 1:

$$L_{10} = \frac{10,25}{0,02 + 4,139 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{R}\right) \right]^{1/1,483}} = 16,55 \text{ millones de vueltas}$$

- Marcha 2:

$$L_{10} = 103,41 \text{ millones de vueltas}$$

- Marcha 3:

$$L_{10} = 178,93 \text{ millones de vueltas}$$

- Marcha 4:

$$L_{10} = 397,34 \text{ millones de vueltas}$$

- Marcha 5:

$$L_{10} = 253,27 \text{ millones de vueltas}$$

- Marcha R:

$$L_{10} = 2,26 \text{ millones de vueltas}$$

Una vez calculado la vida nominal de los rodamientos se calcula la capacidad dinámica de cada rodamiento:

- Marcha 1:

$$C_{10} = 2663,20 \cdot (16,55)^{\frac{3}{10}} = 6180,77 \text{ N}$$

- Marcha 2:

$$C_{10} = 1582,48 \cdot (103,41)^{\frac{3}{10}} = 6363,66 \text{ N}$$

- Marcha 3:

$$C_{10} = 1255,07 \cdot (178,93)^{\frac{3}{10}} = 5949,39 \text{ N}$$

- Marcha 4:

$$C_{10} = 1070,5 \cdot (397,34)^{\frac{3}{10}} = 6446,66 \text{ N}$$

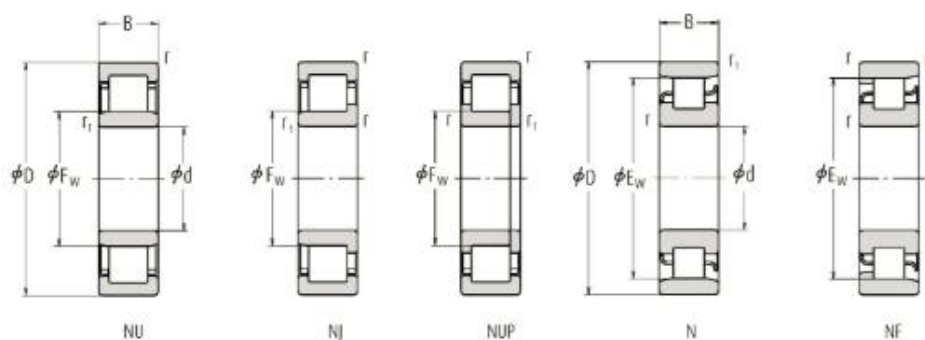
- Marcha 5:

$$C_{10} = 983 \cdot (253,27)^{\frac{3}{10}} = 5171,64 \text{ N}$$

- Marcha R:

$$C_{10} = 1673,25 \cdot (2,26)^{\frac{3}{10}} = 2136,94 \text{ N}$$

Con los valores obtenidos para cada rodamiento se irá al catálogo y se elegirá el rodamiento adecuado para cada engranaje:



Dimensiones Globales (mm)							Índices Básicos de Carga (N)		Velocidades Límite <sup>(1)</sup> (rpm)	
d	D	B	r min.	r <sub>1</sub>	F <sub>w</sub> min.	E <sub>w</sub>	C <sub>i</sub>	C <sub>0</sub>	Grasa	Aceite
35	62	14	1,0	0,6	42,0	55	22 600	23 200	11 000	13 000
	72	17	1,1	0,6	—	61,8	35 500	34 000	9 500	11 000
	72	17	1,1	0,6	44,0	—	58 000	50 000	8 500	10 000
	72	17	1,1	0,6	44,0	—	50 500	50 000	8 500	10 000
	72	23	1,1	0,6	44,0	—	71 000	65 500	8 500	10 000
	72	23	1,1	0,6	44,0	—	61 500	65 500	8 500	10 000
	80	21	1,5	1,1	—	68,2	49 500	47 000	8 000	9 500
	80	21	1,5	1,1	46,2	—	76 500	65 500	7 500	9 500
	80	21	1,5	1,1	46,2	—	66 500	65 500	7 500	9 500
	80	31	1,5	1,1	46,2	—	107 000	101 000	6 700	8 500
	80	31	1,5	1,1	46,2	—	93 000	101 000	6 700	8 500
	100	25	1,5	1,5	53,0	83	75 500	69 000	6 700	8 000
40	68	15	1,0	0,6	47,0	61	27 300	29 000	10 000	12 000
	80	18	1,1	1,1	—	70	43 500	43 000	8 500	10 000
	80	18	1,1	1,1	49,5	—	64 000	55 500	7 500	9 000
	80	18	1,1	1,1	49,5	—	55 500	55 500	7 500	9 000
	80	23	1,1	1,1	49,5	—	83 000	77 500	7 500	9 000
	80	23	1,1	1,1	49,5	—	72 500	77 500	7 500	9 000
	90	23	1,5	1,5	—	77,5	58 500	57 000	6 700	8 500
	90	23	1,5	1,5	52,0	—	95 500	81 500	6 700	8 000
	90	23	1,5	1,5	52,0	—	83 000	81 500	6 700	8 000
	90	33	1,5	1,5	52,0	—	131 000	122 000	6 000	7 500
	90	33	1,5	1,5	52,0	—	114 000	122 000	6 000	7 500
	110	27	2,0	2,0	58,0	92	95 500	89 000	6 000	7 500
45	75	16	1,0	0,6	52,5	67,5	32 500	35 500	9 000	11 000
	85	19	1,1	1,1	—	75	46 000	47 000	7 500	9 000
	85	19	1,1	1,1	54,5	—	72 500	66 500	6 700	8 000
	85	19	1,1	1,1	54,5	—	63 000	66 500	6 700	8 000
	85	23	1,1	1,1	54,5	—	87 500	84 500	6 700	8 500
	85	23	1,1	1,1	54,5	—	76 000	84 500	6 700	8 500
	100	25	1,5	1,5	—	86,5	79 000	77 500	6 300	7 500
	100	25	1,5	1,5	58,5	—	112 000	98 500	6 000	7 500
	100	25	1,5	1,5	58,5	—	97 500	98 500	6 000	7 500
	100	36	1,5	1,5	58,5	—	158 000	153 000	5 300	6 700
	100	36	1,5	1,5	58,5	—	137 000	153 000	5 300	6 700
	120	29	2,0	2,0	64,5	100,5	107 000	102 000	5 600	6 700

**Notas** <sup>(1)</sup> Las velocidades límite mostradas anteriormente se aplican a los rodamientos con jaulas mecanizadas (Sin sufijo). Para rodamientos con jaulas prensadas, reduzca la velocidad límite en un 20%. (No aplicable a referencias de rodamientos con sufijo EM, EW o ET.)  
<sup>(2)</sup> Los rodamientos con sufijo ET tienen jaula de poliamida. La temperatura máxima de funcionamiento debería ser inferior a 120°C.

B 112

Ilustración 44: Catalogo NSK rodamiento de aguja.



## 5.6. Modelado 3D.

Para el modelado 3D de la caja de cambios se han usado dos programas, SolidWorks y Creo Parametric, dichos programas permiten diseñar las piezas, conjuntos y por lo tanto crear los planos así como extraer cualquier información necesaria para la producción del modelo.

### 5.6.1. Engranajes.

El modelado comenzara por el diseño de los engranajes, estos elementos son los encargados de la transmisión del movimiento.

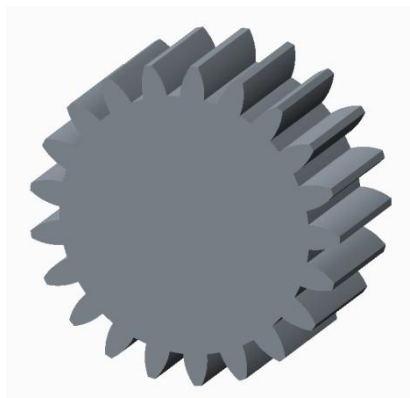


Ilustración 45: Modelo de engranaje.

A continuación hay que hacer una diferencia entre piñones y ruedas. Los piñones giran solidarios al eje primario, por lo que se debe adaptar los elementos al propio. Para que esto ocurra se le hace un agujero pasante de acuerdo a las medidas del eje con una chaveta que bloquee el giro y asegurará el giro solidario al eje.

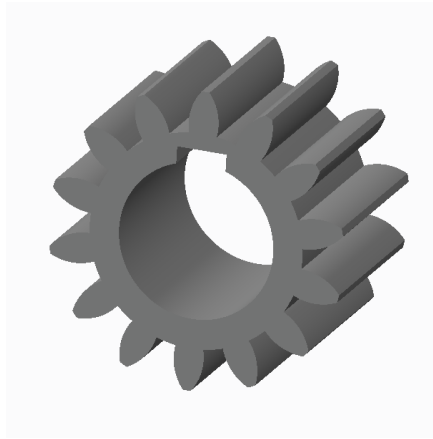


Ilustración 46: Piñón primera velocidad

Los engranajes, que se encuentran en el eje secundario, deben girar de forma independiente al del eje anteriormente mencionado, por lo que se colocara un rodamiento en su interior que permita este giro. Así pues se les practicara un agujero pasante de acuerdo al diámetro exterior del rodamiento escogido.

Estos elementos son los encargados de la sincronización de la marcha correspondiente, por lo que se ha diseñado una corona de dientes que se enclavara con el sincronizador y un cono de fricción, este es el encargado de igualar las velocidades entre los dos ejes para facilitar el enclavamiento de la marcha.

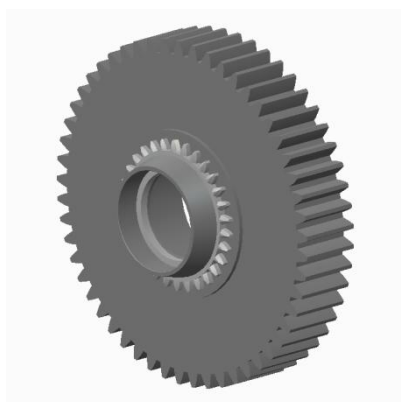


Ilustración 47: Rueda primera velocidad.

### 5.6.2. Eje primario.

Contiene los piñones y los elementos encargados de fijar estos al mismo para un giro solidario. Este eje es el encargado de recibir el par y el movimiento del motor.

- **Chaveta (elemento fijador de los piñones):** es el encargado de enclavar los piñones al eje y asegurar el giro solidario con éste.



Ilustración 48: Chaveta eje primario.

- **Argolla:** evita el movimiento lateral de los piñones sobre el eje.



Ilustración 49: Argolla eje primario.

De esta forma, el eje queda de la forma siguiente:

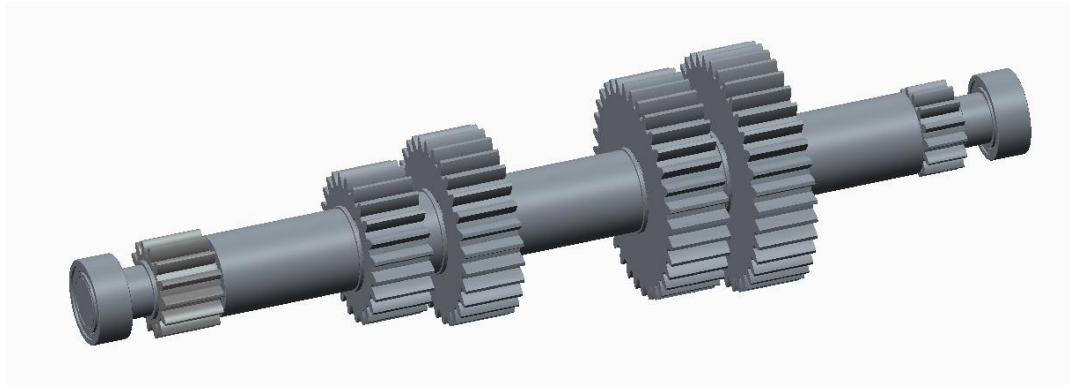


Ilustración 50: Eje primario.

### 5.6.3. Eje auxiliar.

Se trata de un eje similar al eje primario con la diferencia que este solo alberga la rueda auxiliar, encargada de invertir el sentido de giro cuando se encuentra engranada la marcha atrás.

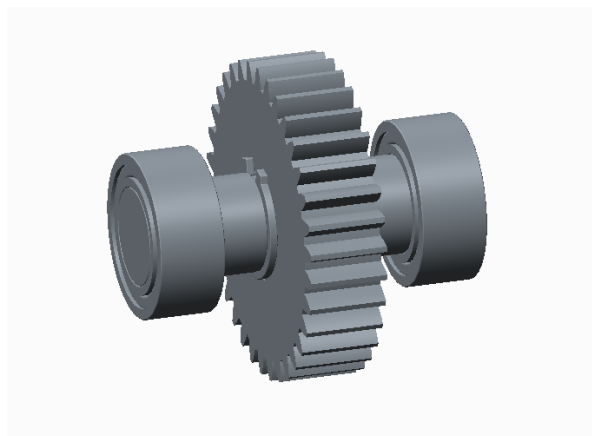


Ilustración 51: Eje auxiliar.

#### 5.6.4. Eje secundario.

Eje de salida del movimiento, este eje contiene las ruedas, los rodamientos que permiten girar libremente a estas, los sincronizadores y los elementos encargados de la sujeción de los componentes citados con anterioridad.

- **Chaveta:** el cuerpo del sincronizador debe tener un giro solidario al del eje pero debe permitir el movimiento lateral de este.



Ilustración 52: Chaveta eje secundario.

- **Argolla:** de la misma forma que en el eje primario impedirá el desplazamiento lateral de los rodamientos por lo que también impedirá el de las ruedas.



Ilustración 53: Argolla eje secundario.

Conociendo los elementos que componen el eje secundario, éste quedará de la siguiente forma:

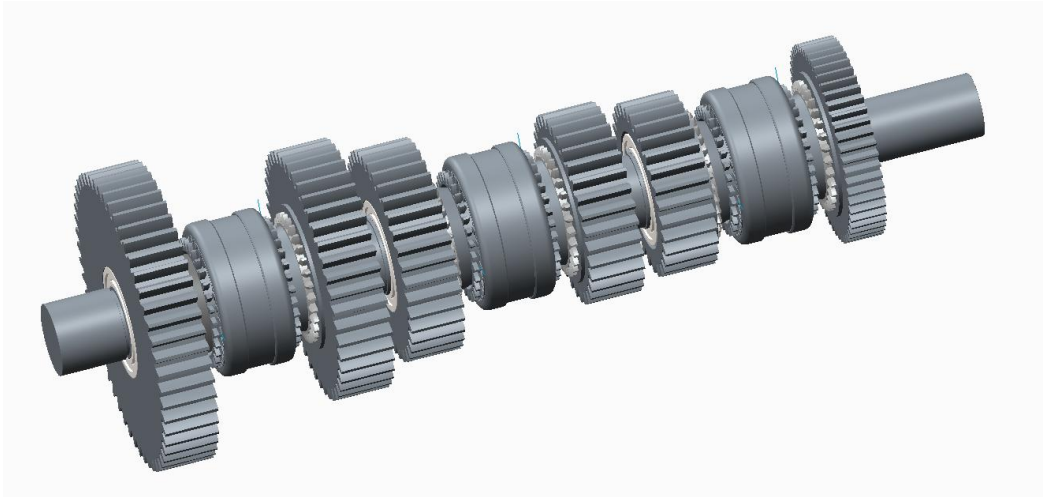


Ilustración 54: Eje secundario.

#### 5.6.5. Mecanismo de sincronización (sincronizador):

Los sincronizadores son los encargados de fijar las marchas y por tanto, de la transmisión del movimiento del eje primario al eje secundario, consta de las siguientes partes:

- **Cuerpo principal:** es la parte del sincronizador que va colocada directamente en el eje secundario, puede deslizarse lateralmente. Sobre él irán colocados los fijadores de bolas y la corona del sincronizador.
-

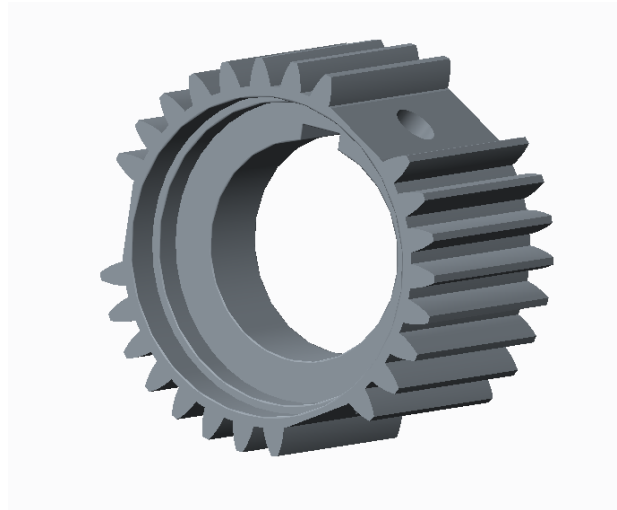


Ilustración 55: Cuerpo del sincronizador.



Ilustración 56: Fijador de bolas.

- **Corona del sincronizador:** se coloca sobre el cuerpo del sincronizador y gira de forma solidaria con él. Se desliza lateralmente accionado por el selector de marcha. Al activar el brazo selector con la palanca de cambios se desplaza la corona del sincronizador hasta encajar con la rueda de la marcha que se haya seleccionado permitiendo que esta gire al eje de forma solidaria.



Ilustración 57: Corona del sincronizador.

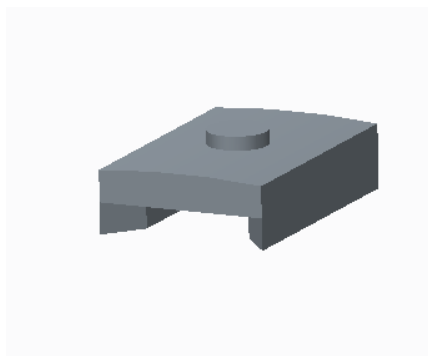


Ilustración 58: Chaveta sincronizador.

- **Anillo sincronizador:** es el encargado de a través de su adaptación interior a igualar velocidades del sincronizador y la rueda, después guía la corona del sincronizador hacia la rueda para su enclavamiento y hacer que gire solidario al eje y transmitir la potencia.



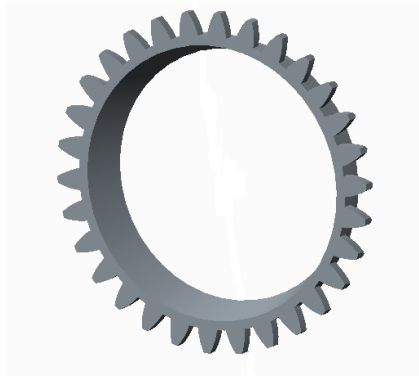


Ilustración 59: Anillo del sincronizador.

Por último para entender el mecanismo se va a observar la imagen del elemento explosionado:



Ilustración 60: Sincronizador completo.

#### 5.6.6. Brazos selectores.

Estos son los mecanismos encargados de elegir la velocidad que se desea en la caja de cambios. Para ello al accionar la palanca de cambios se seleccionara entre uno de los 3 selectores que se tienen, este es empujado hacia adelante o hacia atrás empujando a su vez el mecanismo de sincronización, dependiendo de la marcha que se quiere elegir. Cada brazo se encarga de dos velocidades.



Ilustración 61: Selectores de marcha.

### 5.7. Ensamblado final del modelo.

Una vez se haya completado el diseño 3D de todas las piezas que constituyen el proyecto se procede al montaje final de éste. Para realizar este último paso se utiliza el programa Creo Parametric, que permite la creación de un conjunto mediante la creación de relaciones de posición entre los componentes del mismo. Gracias a esta función del programa se puede crear un modelo formado a base de las piezas creadas de forma individual.

Por tanto, en el proceso de montaje, se crean las relaciones de posición necesarias con el fin de:

- Obtener el propio modelo final.
- Establecer la transmisión de movimiento real entre engranajes.
- Otorgar los grados de libertad de movimiento necesarios a los elementos del sistema que lo precisen,.
- Hacer posible emular el funcionamiento teórico esperado del modelo.

Con estas premisas, se realiza el conjunto:

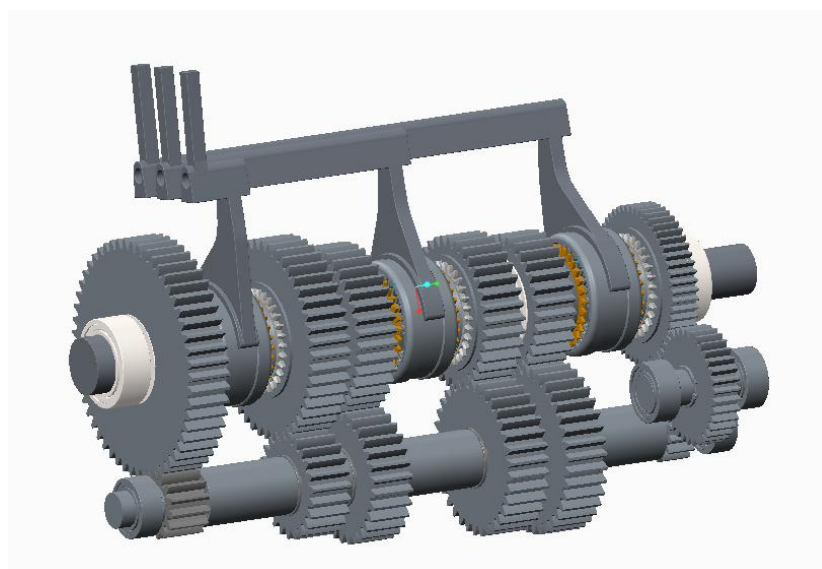


Ilustración 62: Modelo final.

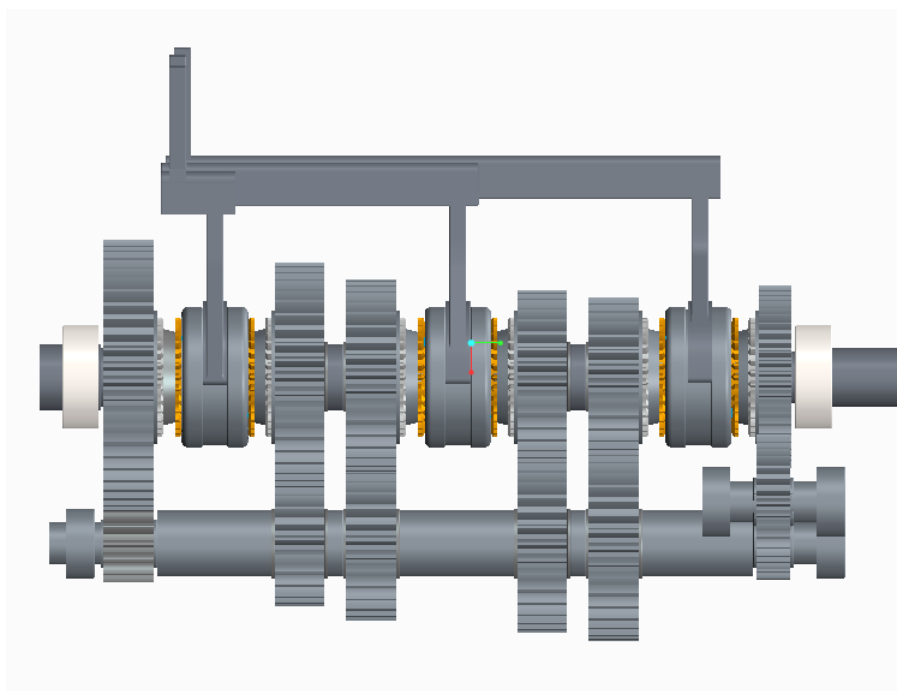


Ilustración 63: Modelo final 2.

# 2018

Universidad de La Rioja

Alberto Viguera Frías

## [PLANOS]

Diseño Caja de Cambios



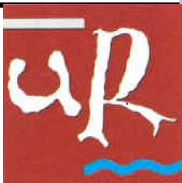

## *ÍNDICE DE PLANOS*

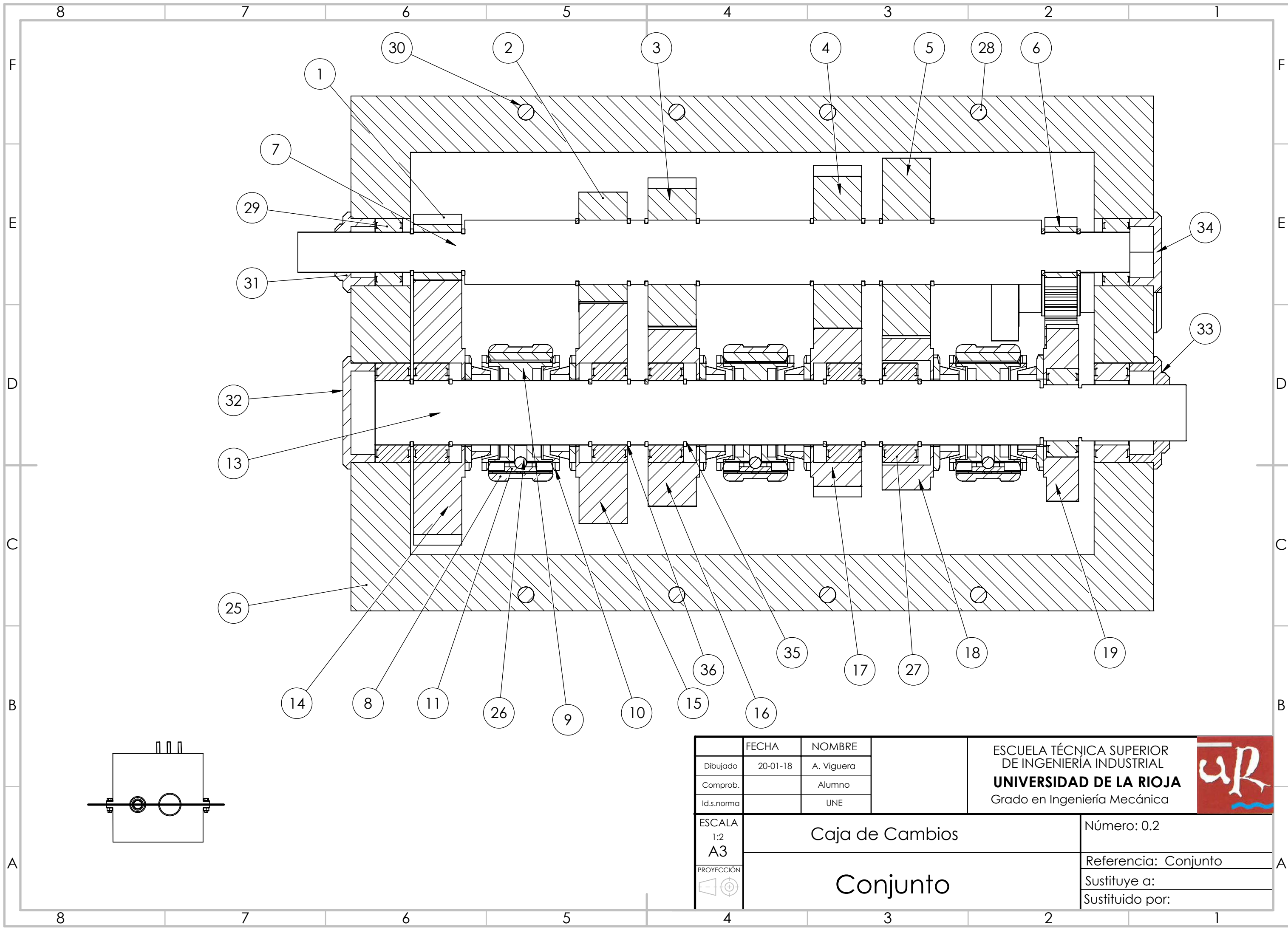
1.	Lista de componentes.....
2.	Conjunto Caja de Cambios.....
3.	Conjunto Caja de Cambios 2.....
4.	Piñón 1 .....
5.	Piñón 2 .....
6.	Piñón 3 .....
7.	Piñón 4 .....
8.	Piñón R.....
9.	Eje primario .....
10.	Deslizadera .....
11.	Cuerpo sincronizador.....
12.	Corona sincronizador.....
13.	Chaveta sincronizador .....
14.	Rueda R.....
15.	Eje secundario. ....
16.	Rueda 1.....
17.	Rueda 2.....
18.	Rueda 3.....
19.	Rueda 4.....
20.	Rueda 5.....
21.	Rueda auxiliar .....
22.	Eje auxiliar. ....
23.	Selector 1.....
24.	Selector 2.....
25.	Selector 3.....
26.	Tapa superior. ....
27.	Tapa inferior.....



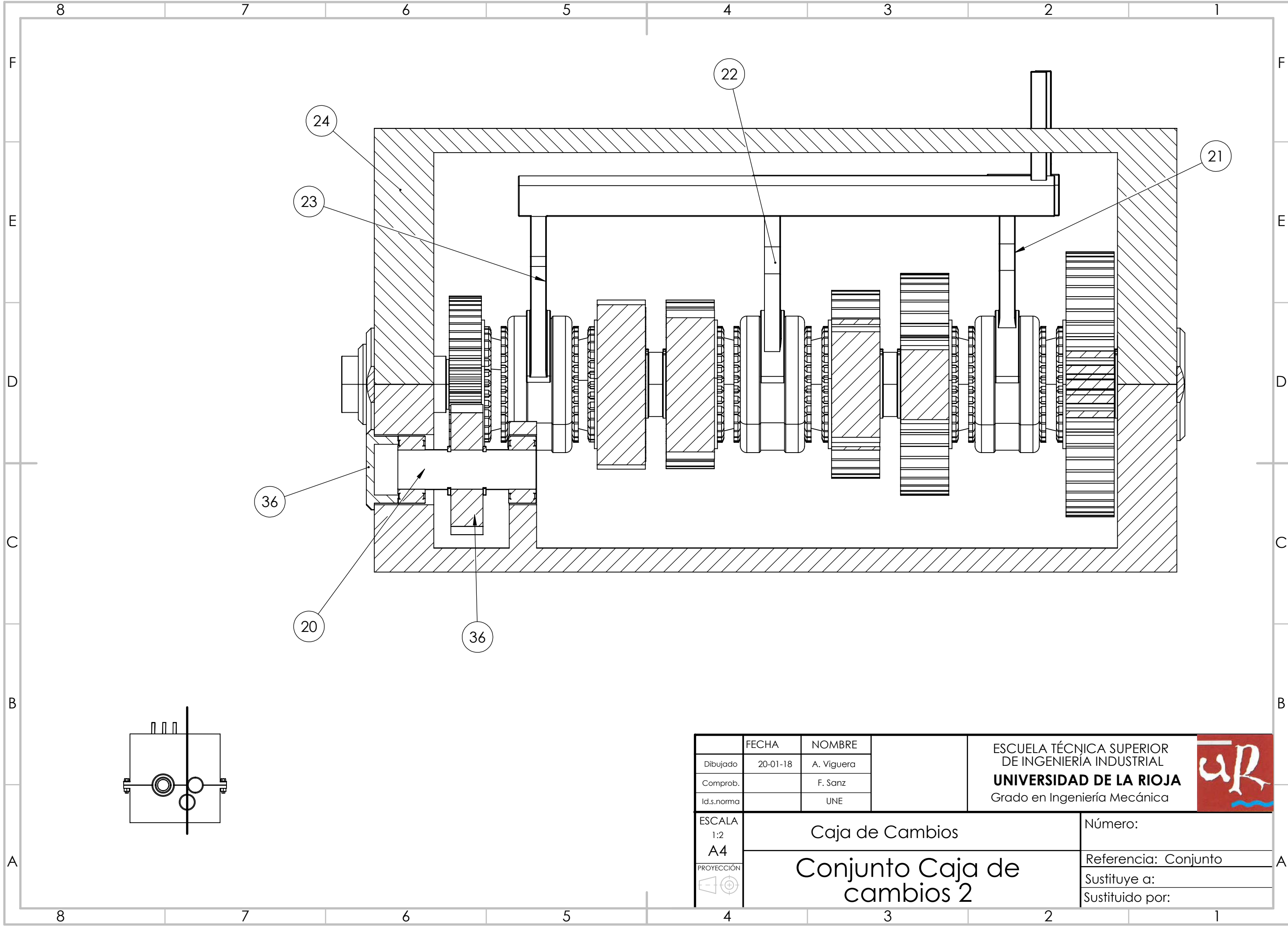


8		7		6		5		4		3		2		1	
				Cantidad		Denominación		Marca		Material		Norma		Plano	
				1		Piñón 1		1		F-154				1	
				1		Piñón 2		2		F-154				2	
				1		Piñón 3		3		F-154				3	
				1		Piñón 4		4		F-154				4	
				1		Piñón 5		5		F-154				5	
				1		Piñón R		6		F-154				6	
				1		Eje Primario		7		F-125				7	
				3		Deslizadera		8		F-122				8	
				3		Cuerpo_sinc		9		F-122				9	
				6		Corona_sinc		10		F-122				10	
				9		Chaveta_sinc		11		F-122				11	
				1		Engranaje R		12		F-154				12	
				1		Eje Secundario		13		F-125				13	
				1		Engranaje 1		14		F-154				14	
				1		Engranaje 2		15		F-154				15	
				1		Engranaje 3		16		F-154				16	
				1		Engranaje 4		17		F-154				17	
				1		Engranaje 5		18		F-154				18	
				1		Rueda aux		19		F-154				19	
				1		Eje Auxiliar		36		F-125				20	
				1		Selector 1		21		F-122				21	
				1		Selector 2		22		F-122				22	
				1		Selector 3		23		F-122				23	
				1		Tapa Superior		24		F-111				24	
				1		Tapa Inferior		25		F-111				25	
				1		Bola sincronizador		26		F-112					
				6		Rodamiento agujas		27		F-131		DIN 5412			
				8		Tornillos M10		28		F-112		DIN 6912			
				5		Rodamiento agujas		29		F-131		DIN 5412			
				8		Tuercas M10		30		F-112		DIN 6912			
				1		Tapa eje primario		31		F-111					
				1		Tapa eje secundario		32		F-111					
				1		Tapa eje secundario		33		F-111					
				1		Tapa eje primario		34		F-111					
				24		Arandela		35		F-127		DIN 471			

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F.Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA	EXAMEN DE SOLIDWORKS			Número: 0.1	
1:2	Listado Componentes			Referencia:	
PROYECCIÓN				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

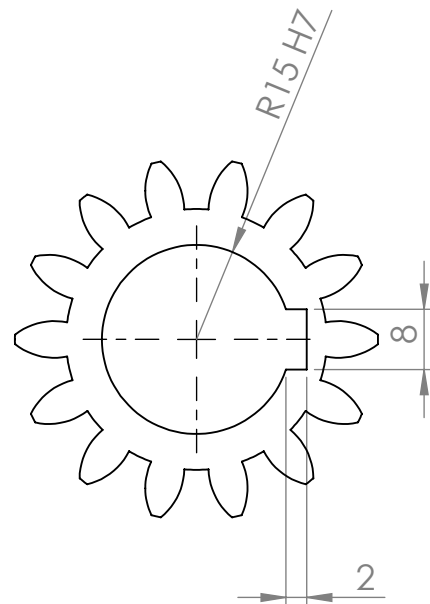
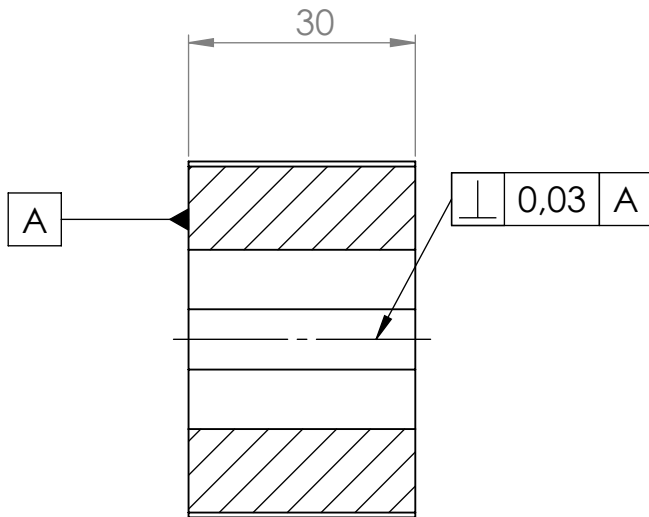


	FECHA	NOMBRE	<div>ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica</div> 
Dibujado	20-01-18	A. Viguera	
Comprob.		Alumno	
Id.s.norma		UNE	
ESCALA 1:2 A3	Caja de Cambios		Número: 0.2
PROYECCIÓN	Conjunto		Referencia: Conjunto
			Sustituye a:
			Sustituido por:



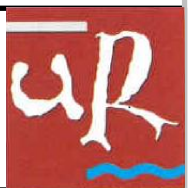

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número:	
	Conjunto Caja de cambios 2			Referencia: Conjunto	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

N7



Modulo	3
Número de dientes	14
Diámetro exterior	48
Diámetro primitivo	41,28
Diámetro interior	34,5
Angulo de inclinacion	20°

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de cambios			Número: 1	
				Referencia: PIÑÓN1	
	Piñón 1			Sustituye a:	
				Sustituido por:	
PROYECCIÓN					
					

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

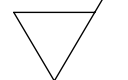
B

B

A

A

N7



30

A

$\perp$	0,03	A
---------	------	---

R20 H7

8

2

Modulo	3
Número de dientes	23
Diametro exterior	75
Diametro primitivo	68,42
Diametro interior	61,5
Angulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE
Dibujado	20-01-18	A. Viguera
Comprob.		F. Sanz
Id.s.norma		UNE

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE INGENIERÍA INDUSTRIAL  
**UNIVERSIDAD DE LA RIOJA**  
Grado en Ingeniería Mecánica



ESCALA  
1:2  
A4

Caja de cambios

Número: 2

PROYECCIÓN

Piñón 2

Referencia: PIÑÓN 2

Sustituye a:

Sustituido por:

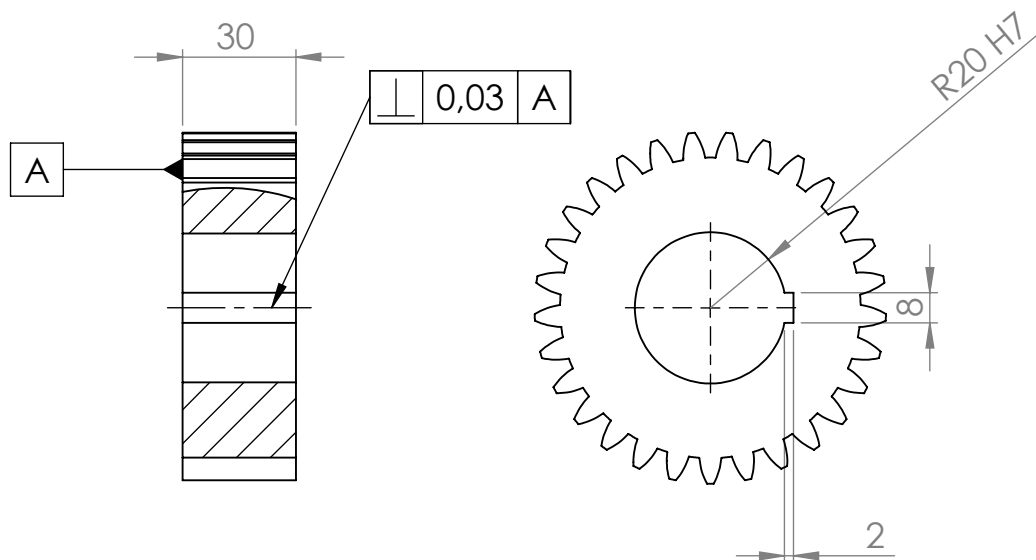
4

3

2



1

N7



Módulo	3
Número de dientes	29
Diametro exterior	93
Diametro primitivo	87,64
Diametro interior	79,5
angulo inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4  PROYECCIÓN 	Caja de Cambios			Número: 3	
	Piñón 3			Referencia: Piñón 3	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

C

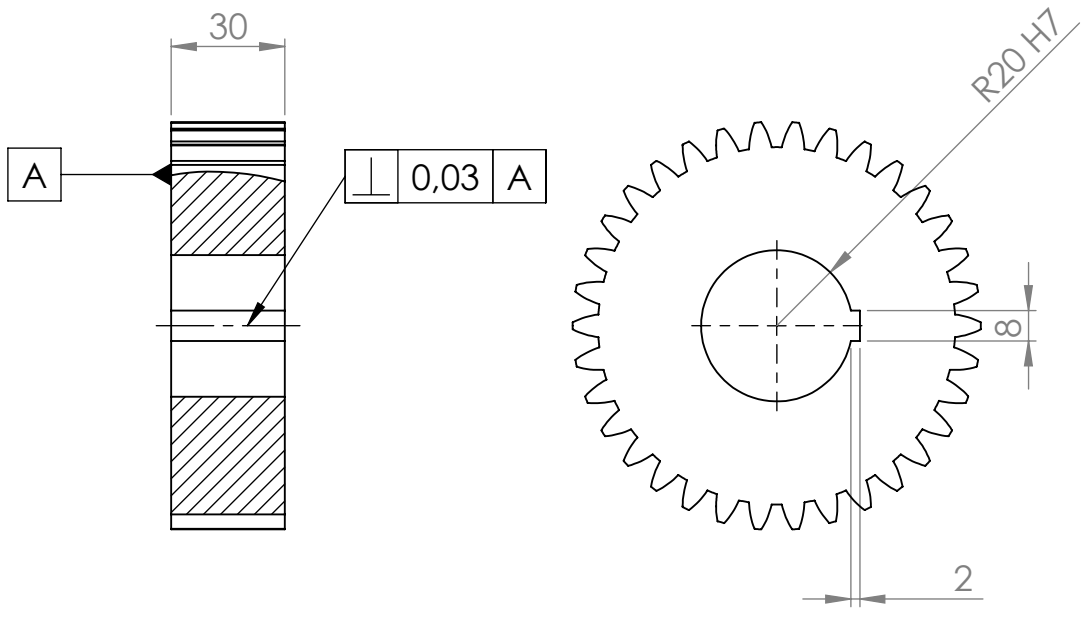
B

B

A



A

N7



Módulo	3
Numero de dientes	34
Diametro exterior	108
Diametro primitivo	101,96
Diametro interior	94,5
Angulo de inclinación	20

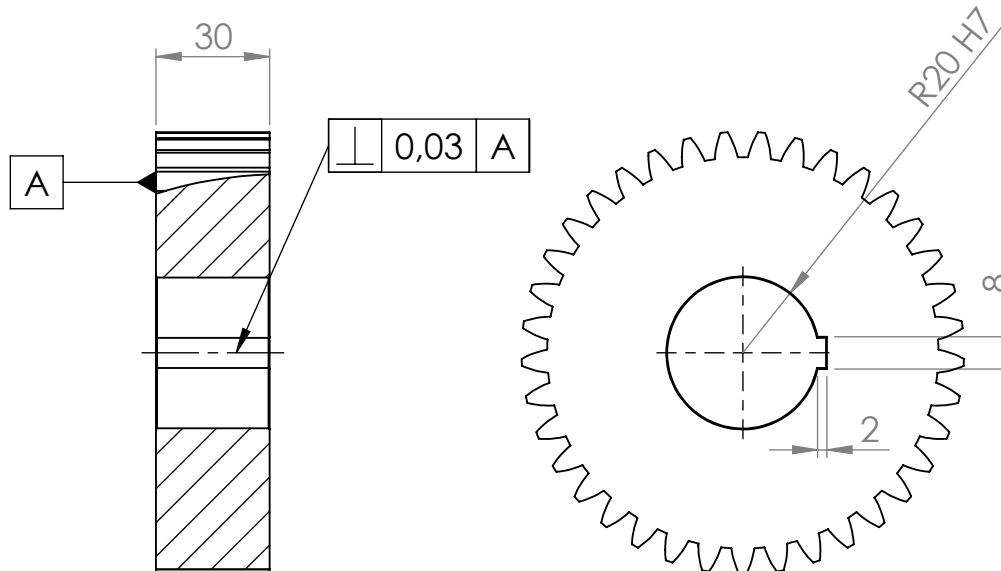
TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de cambios			Número: 4	
PROYECCIÓN				Referencia: PIÑÓN 4	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

Piñón 4



4 3 2 1

N7



Módulo	3
Número de dientes	37
Diámetro exterior	117
Diámetro primitivo	109,9
Diámetro interior	103,5
Ángulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera		<b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	
Comprob.		F. Sanz		Grado en Ingeniería Mecánica	
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de cambios			Número: 5	
PROYECCIÓN	Piñón 5			Referencia: PIÑÓN 5	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

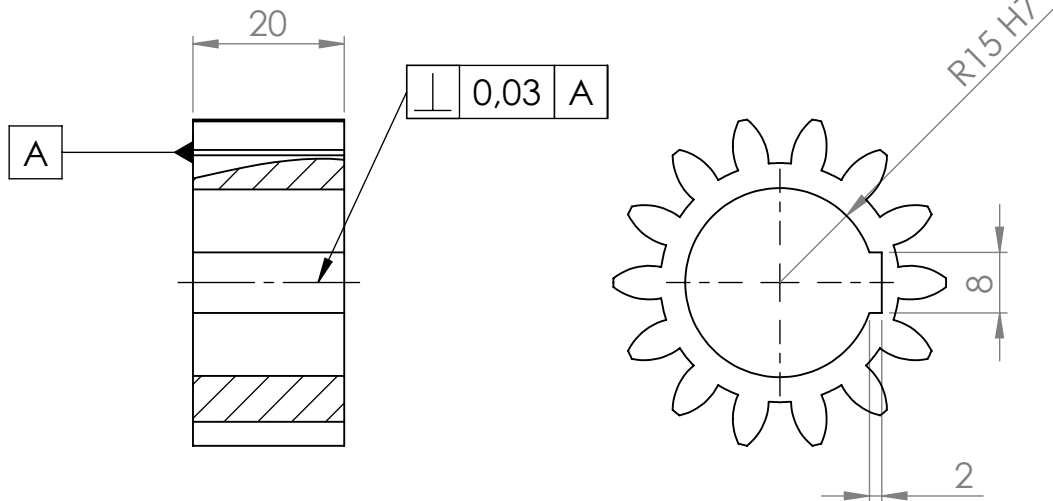
B

B

A



A

N7



Módulo	2
Número de dientes	14
Diámetro exterior	48
Diámetro primitivo	42
Diámetro interior	37
Ángulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

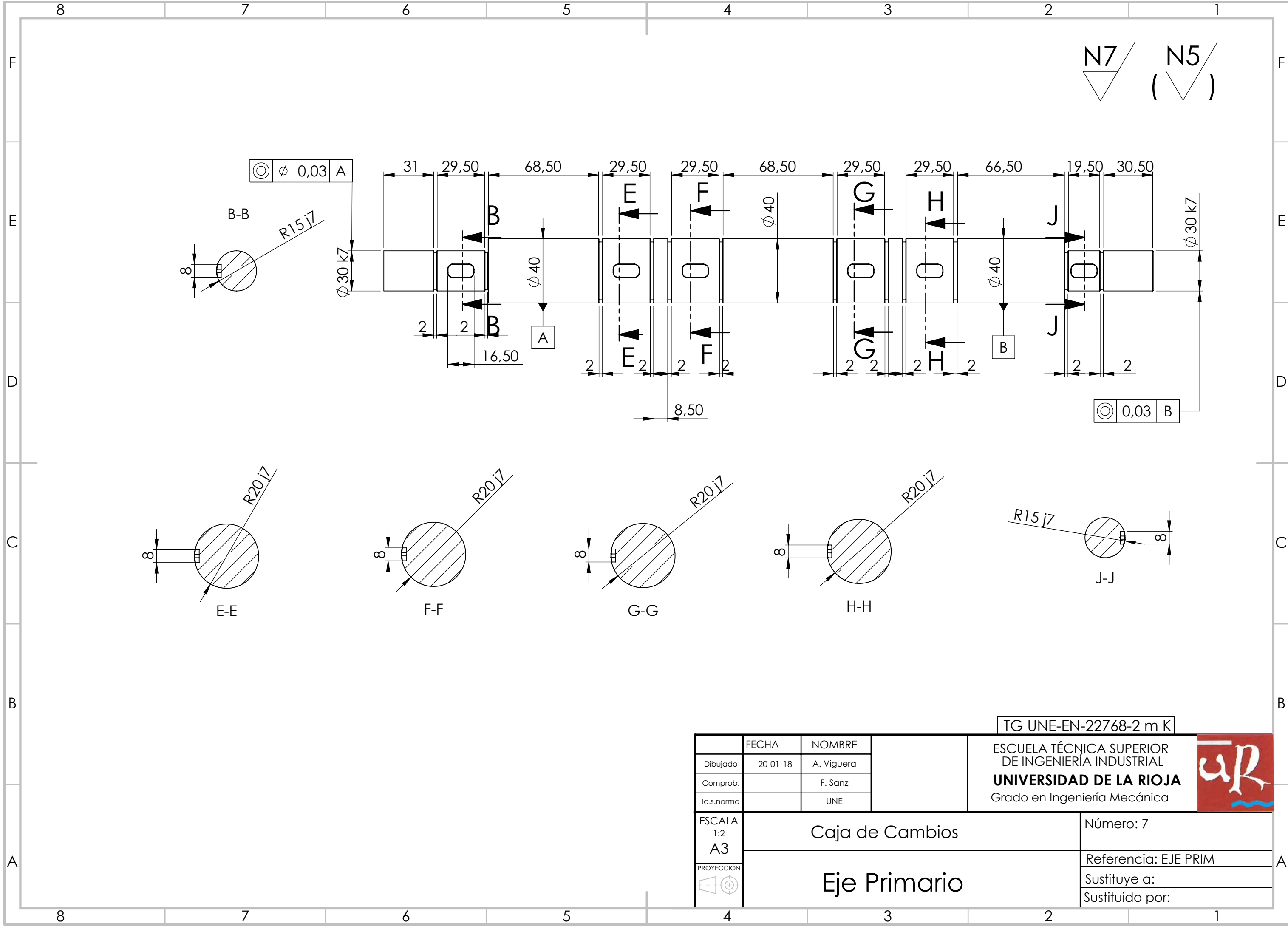
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:1 A4	Caja de cambios			Número: 6	
PROYECCIÓN 	Piñón R			Referencia: PIÑÓN R	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1



N7 / ( N5 )

⊙ 0,03 A

⊙ 0,03 B

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A3	Caja de Cambios			Número: 7	
PROYECCIÓN 	Eje Primario			Referencia: EJE PRIM	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1

F

F

E

E

D

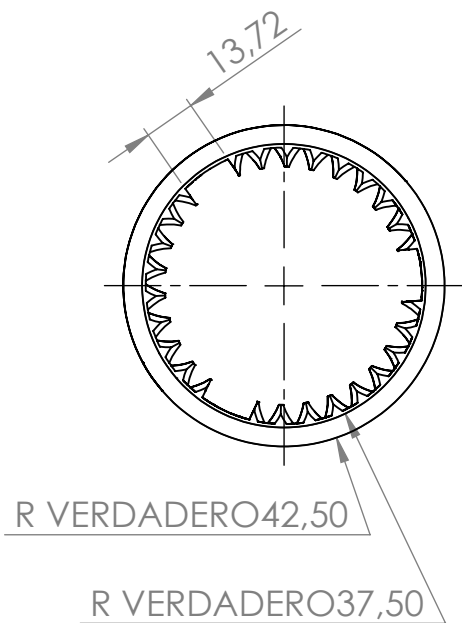
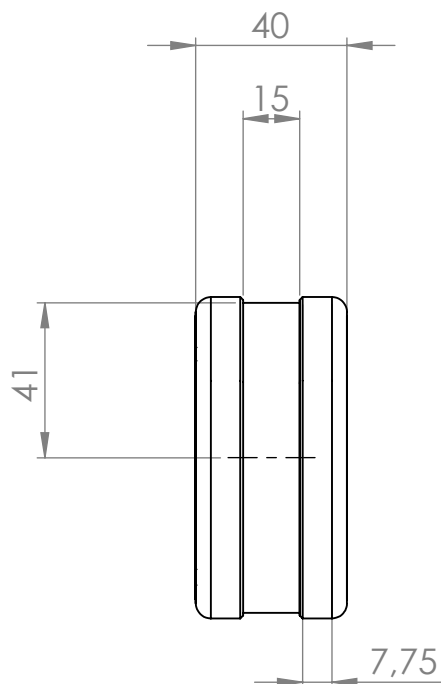
D

C

C

B

B



TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 8	
PROYECCIÓN 	Corona Sincronizador			Referencia: Deslizadera	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

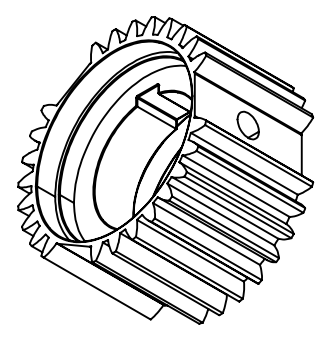
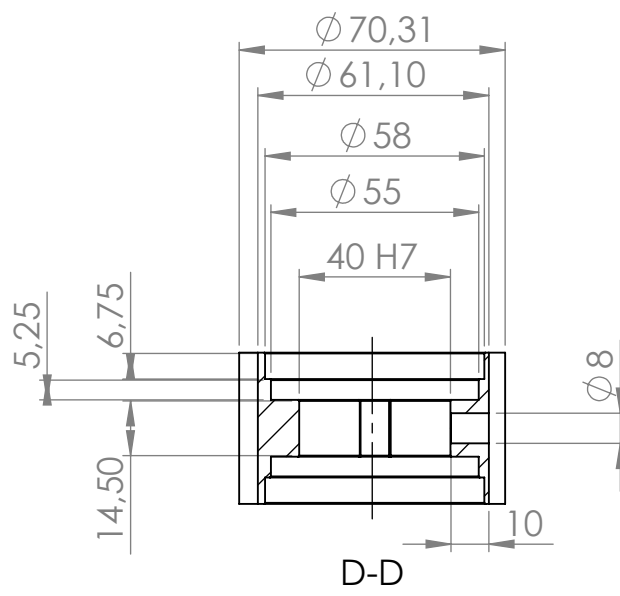
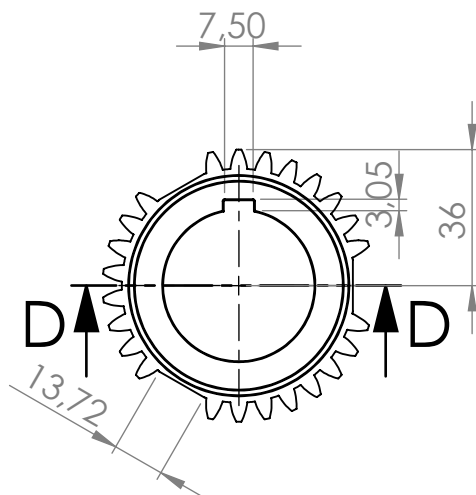
A

4

3

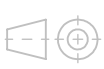
2

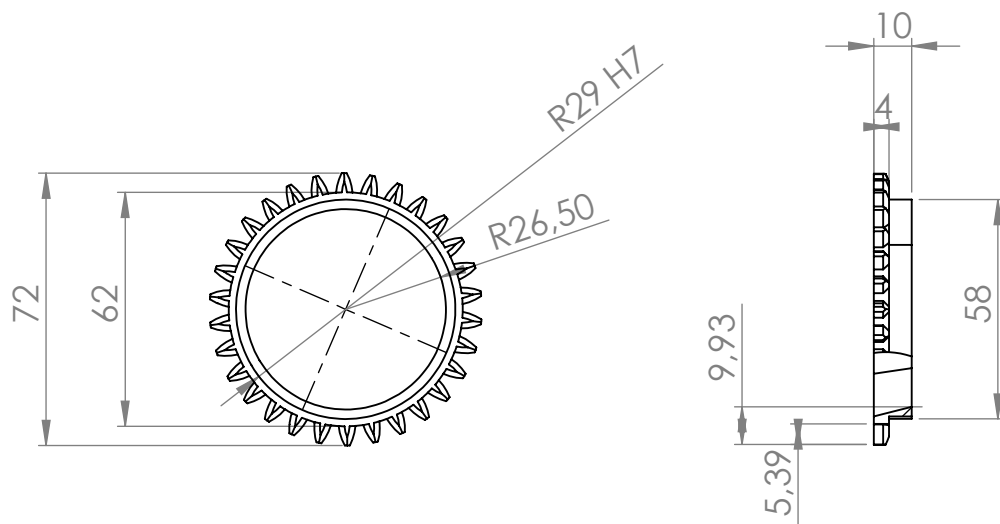
1





TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de cambios			Número: 9	
				Referencia: Cuerpo_sin	
	Cuerpo Sincronizador			Sustituye a:	
				Sustituido por:	

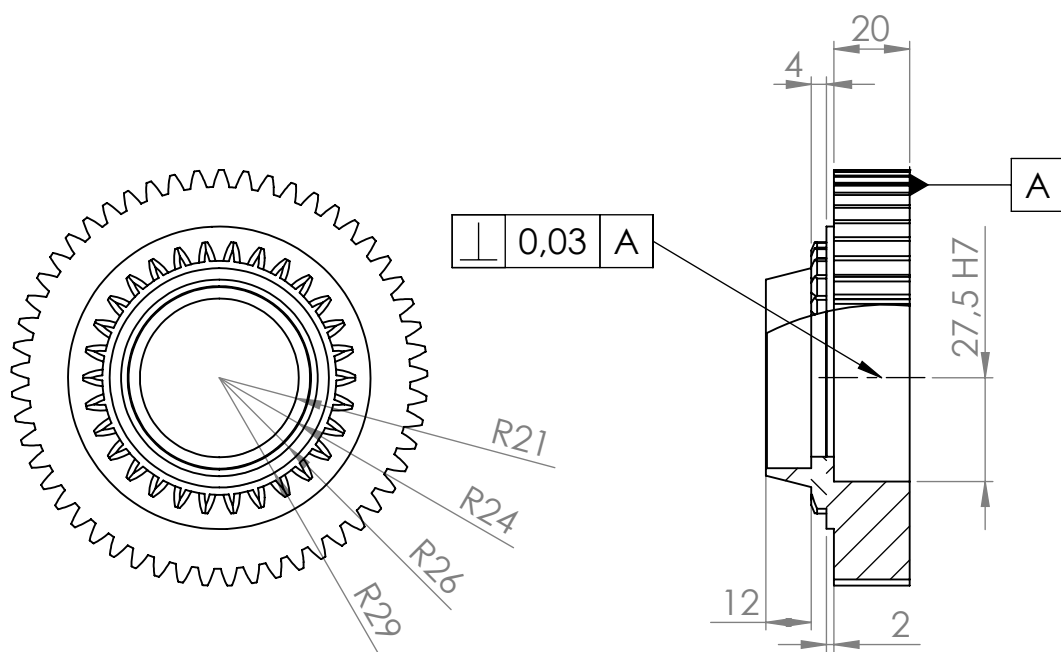




TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 10	
PROYECCIÓN 	Corona sinc. ext.			Referencia: Corona_Sin	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

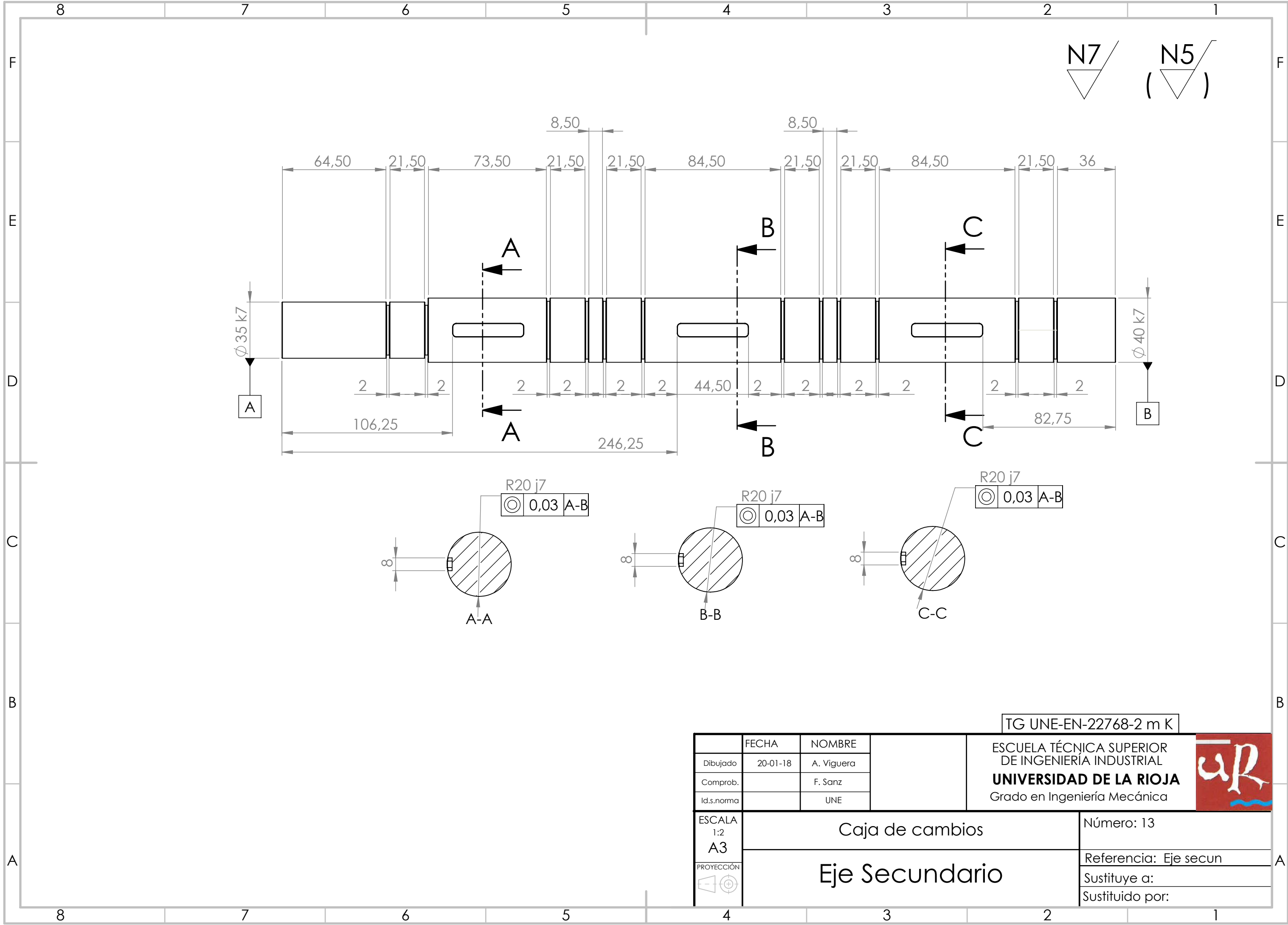


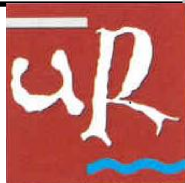



Módulo	3
Número de dientes	53
Diámetro exterior	165
Diámetro primitivo	160
Diámetro interior	151,5
Ángulo inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 12	
				Referencia: ENG R	
PROYECCIÓN 	Rueda R			Sustituye a:	
				Sustituido por:	



TG UNE-EN-22768-2 m K					
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A3	Caja de cambios			Número: 13	
PROYECCIÓN	Eje Secundario			Referencia: Eje secun	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

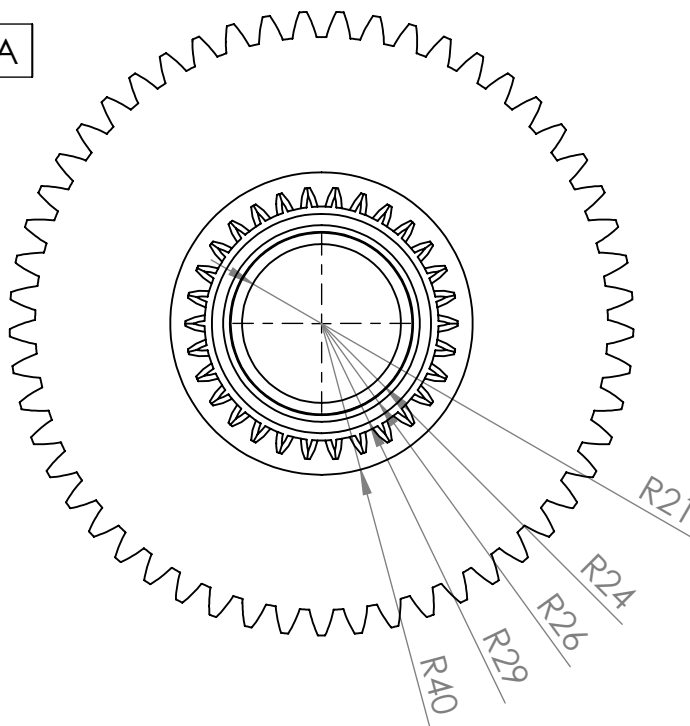
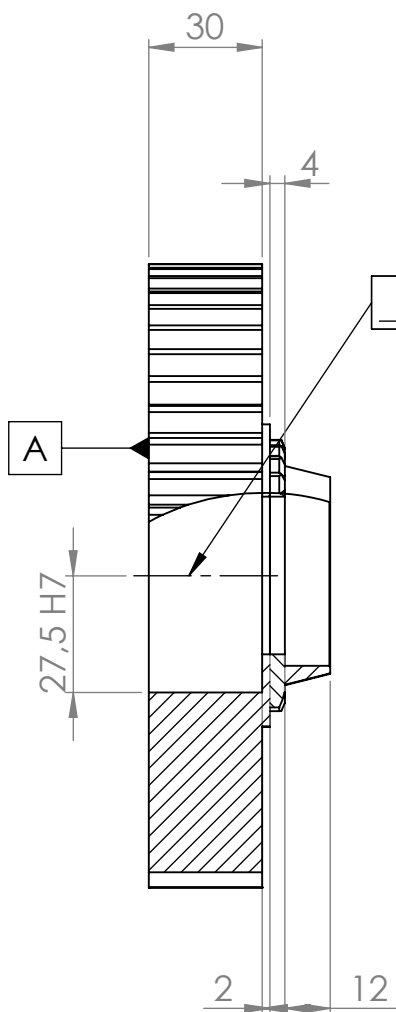
C

B

B


A

A



Módulo	3
Número de dientes	53
Diámetro exterior	165
Diámetro primitivo	159
Diámetro interior	151,5
Ángulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera		<b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b>	
Comprob.		F. Sanz		Grado en Ingeniería Mecánica	
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 14	
PROYECCIÓN	Rueda 1			Referencia: ENG 1	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

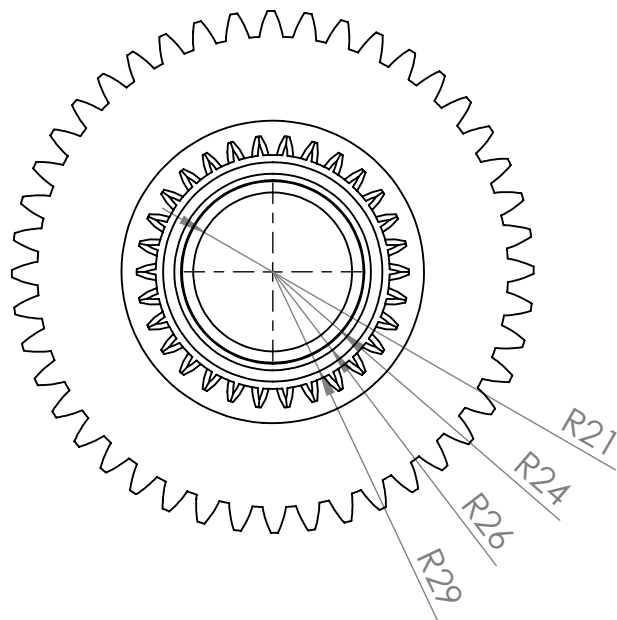
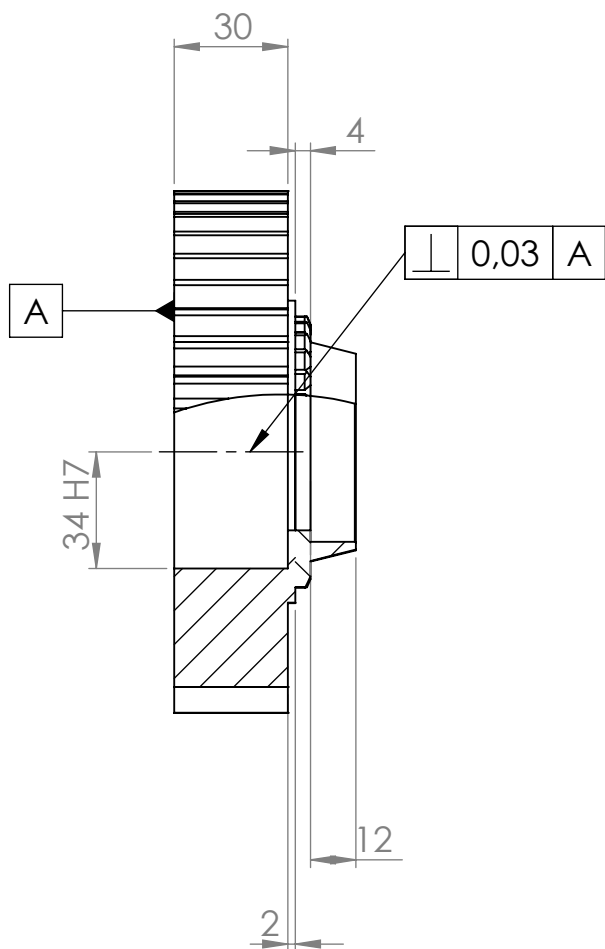
B

B

A

A

N7



Módulo	3
Número de dientes	44
Diámetro exterior	138
Diámetro primitivo	132
Diámetro interior	124,5
Ángulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE
Dibujado	20-01-18	A. Viguera
Comprob.		F. Sanz
Id.s.norma		UNE

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE INGENIERÍA INDUSTRIAL  
**UNIVERSIDAD DE LA RIOJA**  
Grado en Ingeniería Mecánica



ESCALA  
1:2  
A4

Caja de cambios

Número: 15

PROYECCIÓN

Rueda 2

Referencia: ENG 2

Sustituye a:

Sustituido por:

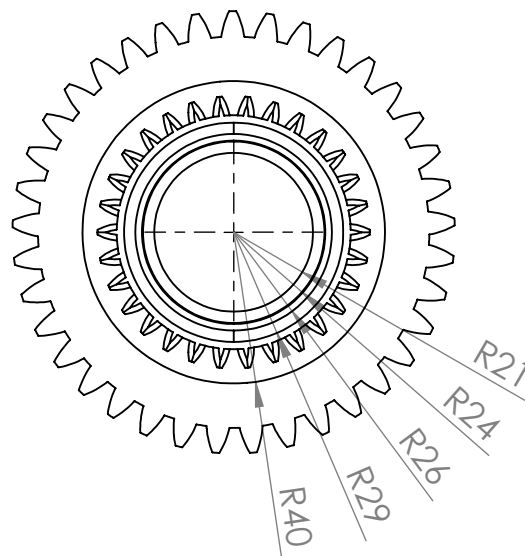
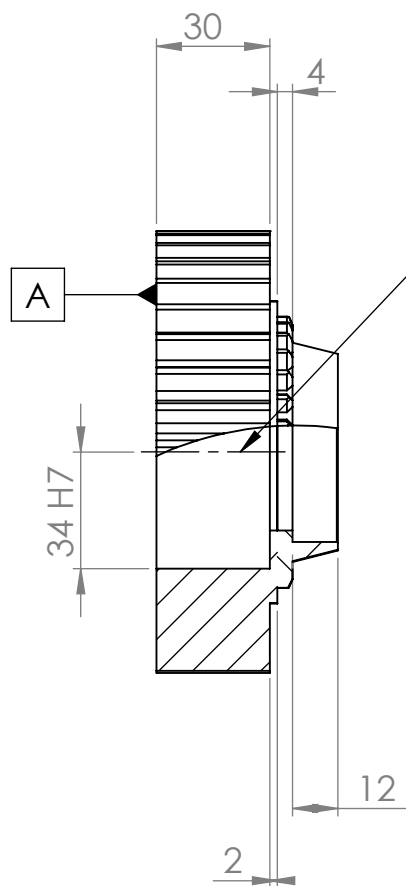
4

3

2



1

N7



Módulo	3
Número de dientes	37
Diámetro exterior	117
Diámetro primitivo	111
Diámetro interior	103,5
Ángulo inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 16	
PROYECCIÓN 				Referencia: ENG 3	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

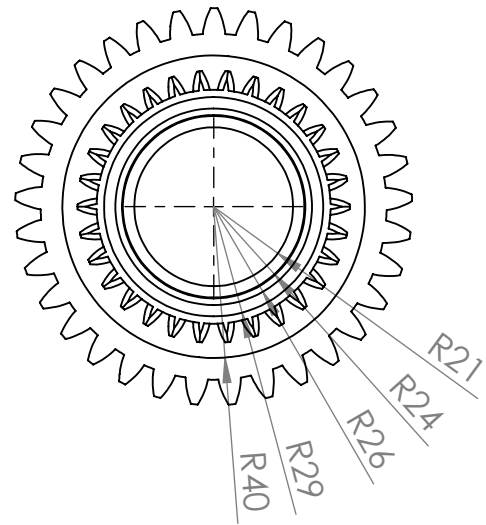
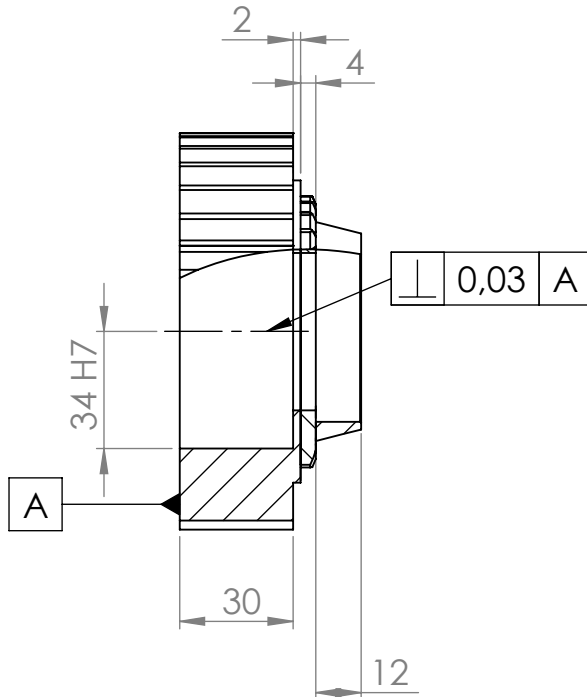
B

B

A



A

N7



Módulo	3
Diámetro exterior	105
Diámetro primitivo	99
Diámetro interior	91,5
Número de dientes	33
Ángulo inclinación	20

TG UNE-E-N22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 17	
PROYECCIÓN 				Referencia: ENG4	
	Rueda 4			Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

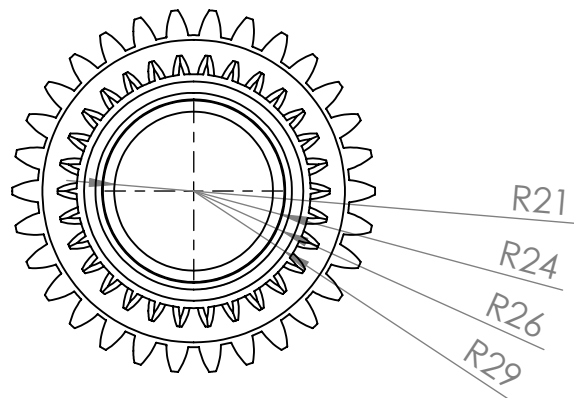
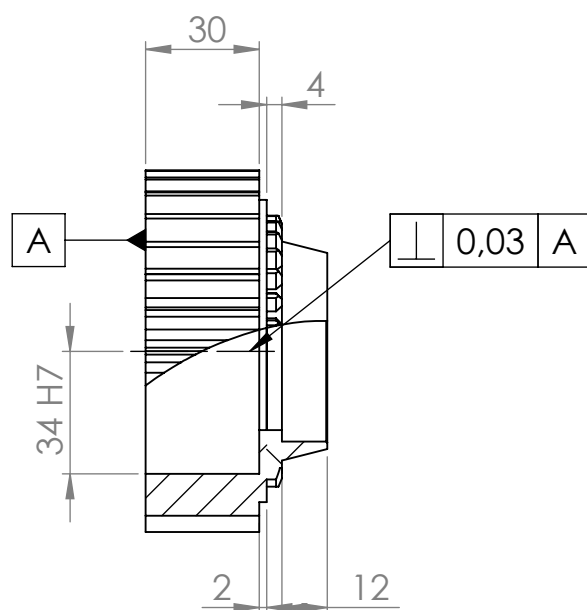
B

B

A



A

N7



Módulo	3
Número de dientes	30
Diámetro exterior	96
Diámetro primitivo	90
Diámetro interior	82,5
Ángulo de inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 18	
PROYECCIÓN 				Referencia: ENG 5	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

N7

E

E

D

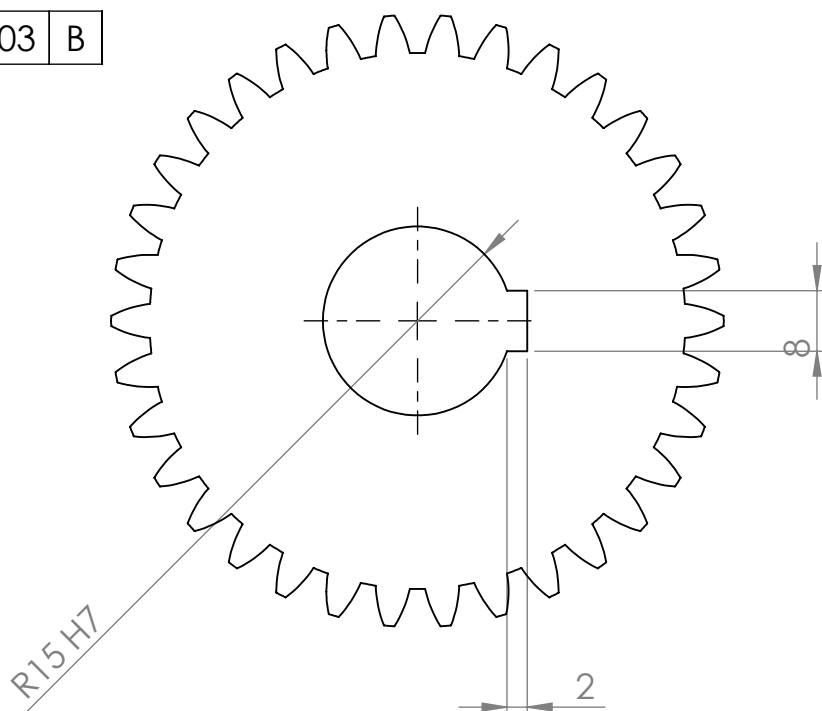
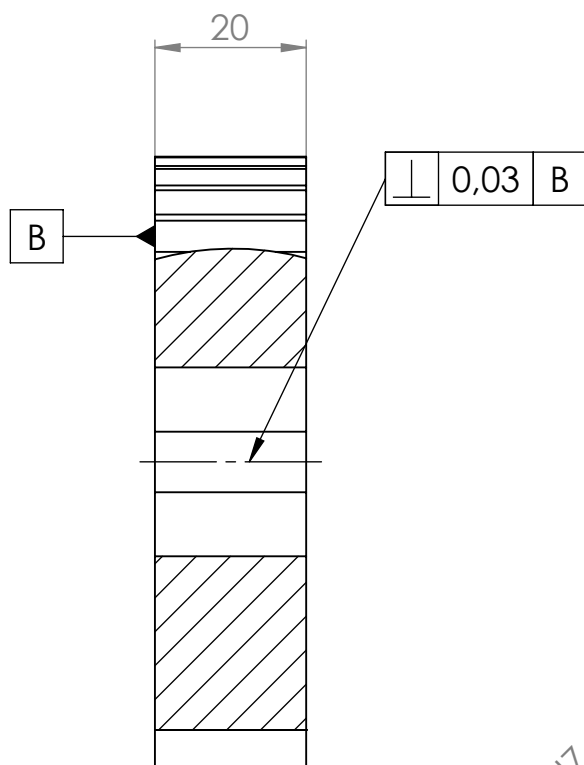
D

C

C



B

B



Módulo	2
Número de dientes	34
Diámetro exterior	105
Diámetro primitivo	95
Diámetro interior	91,5
Ángulo inclinación	20

TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 19	
PROYECCIÓN 	Rueda Auxiliar			Referencia: RUEDA_AUX	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

4

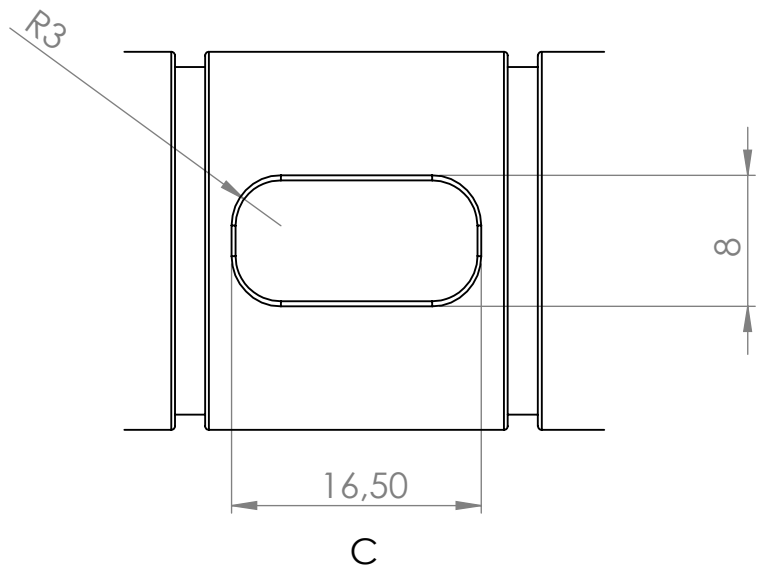
3

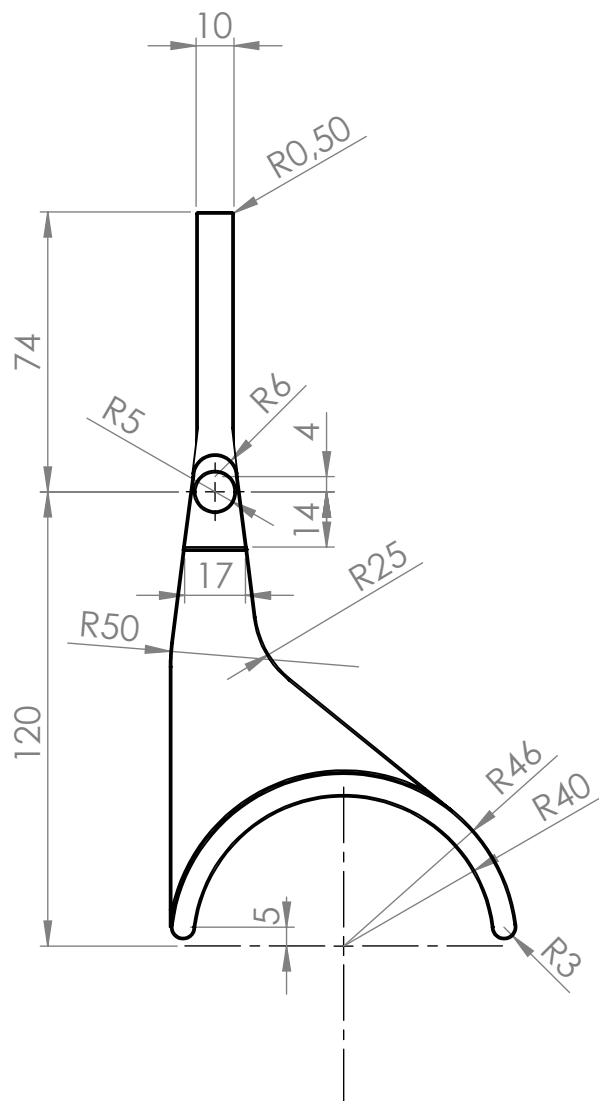
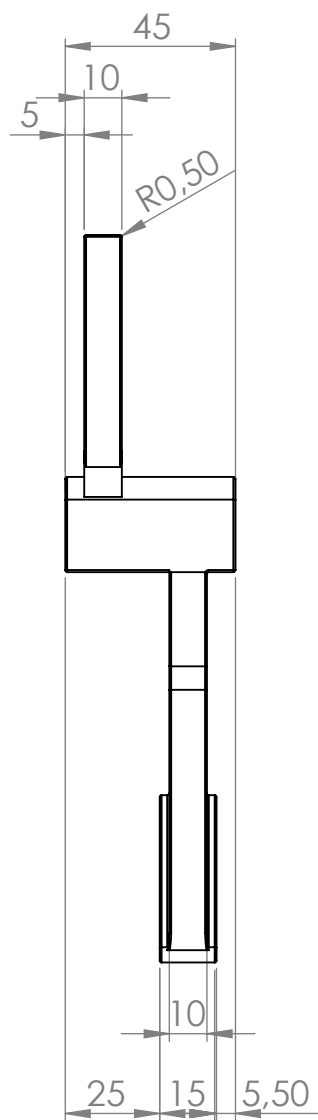
2

1

A

A

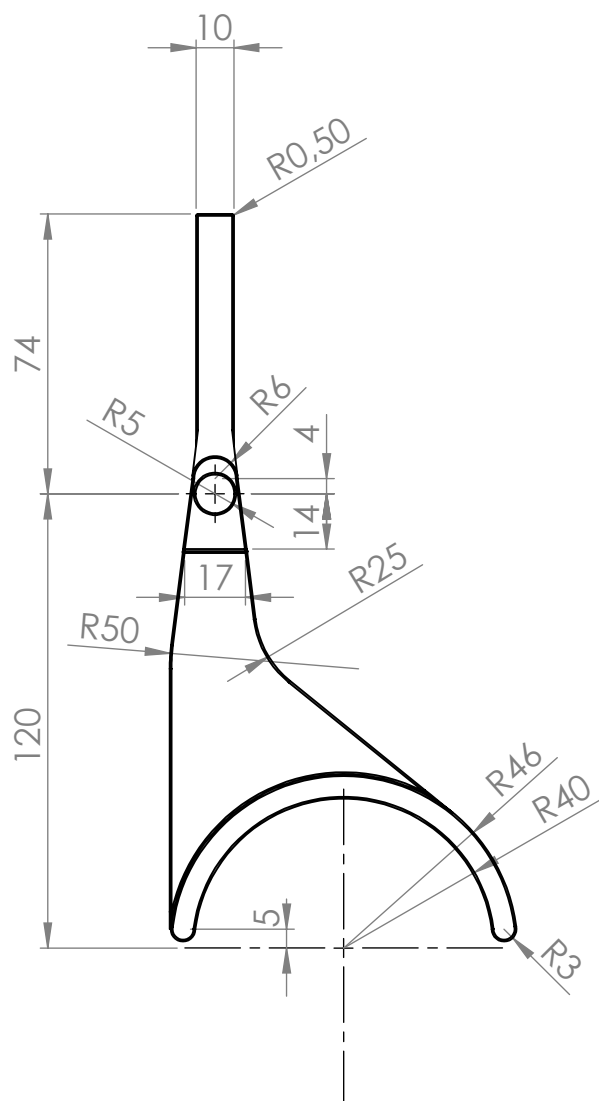
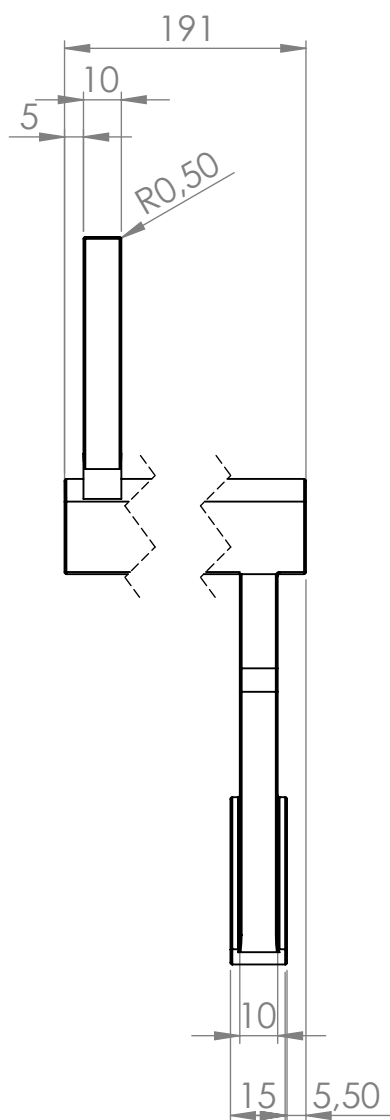






TG UNE-EN-22768-2 m K

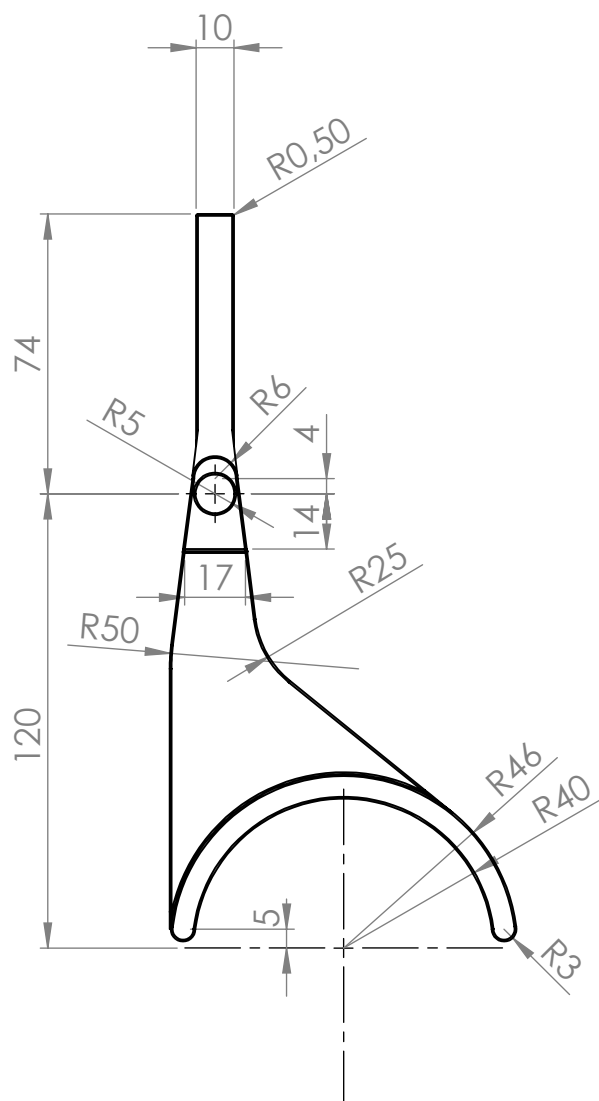
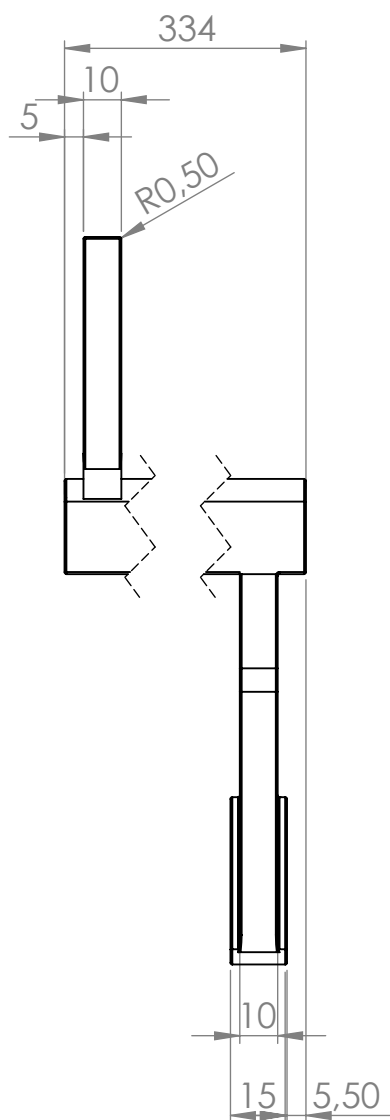
	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 21	
PROYECCIÓN 	Selector de Marcha			Referencia: SELECTOR	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	







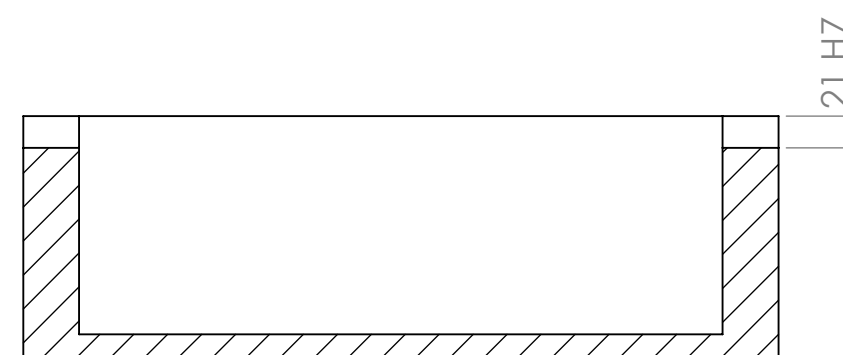
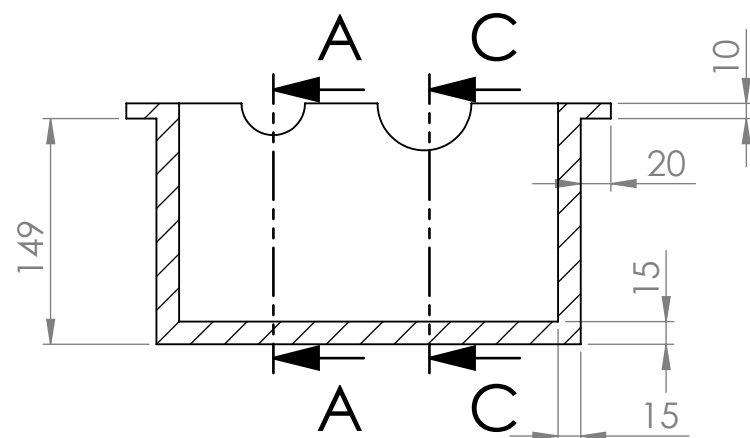
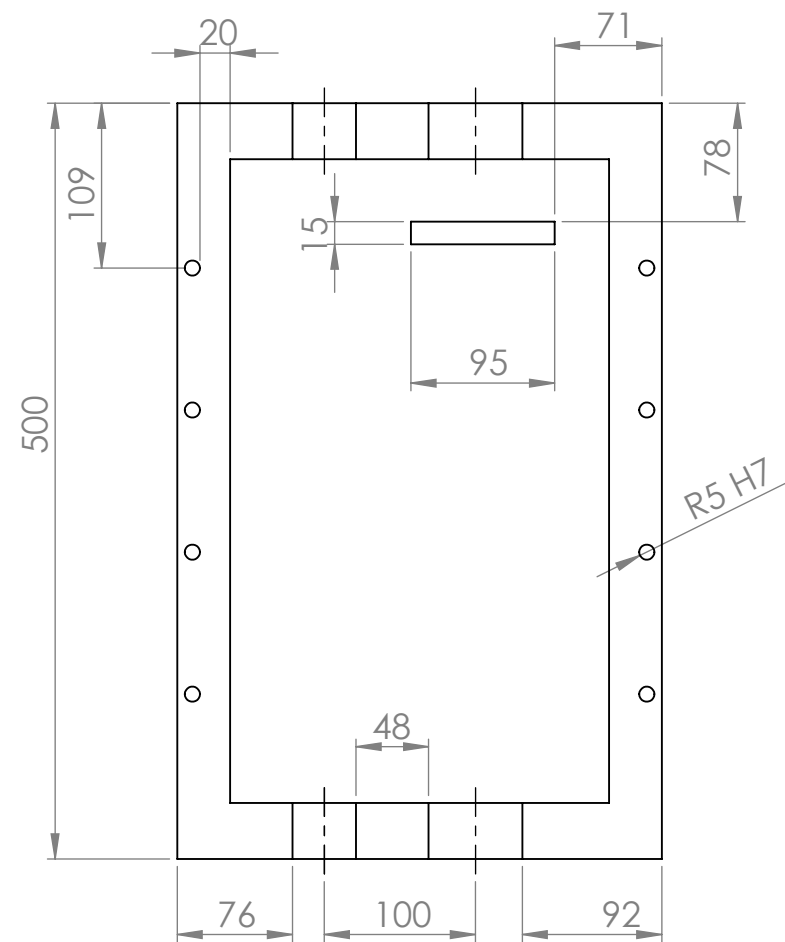
TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 22	
PROYECCIÓN 	Selector de Marcha 2			Referencia: SELECTOR	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

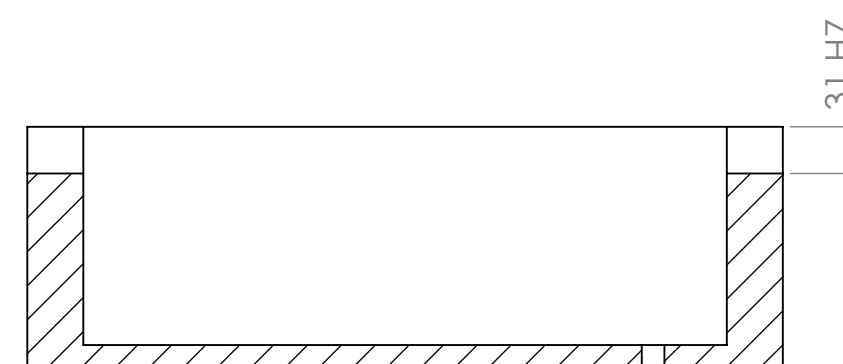


TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A4	Caja de Cambios			Número: 23	
PROYECCIÓN 	Selector de Marcha 3			Referencia: SELECTOR 3	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	





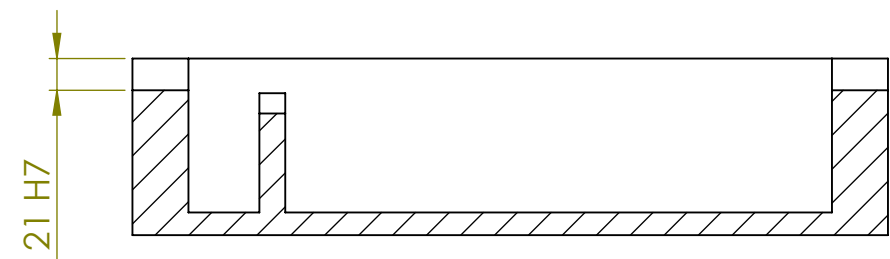
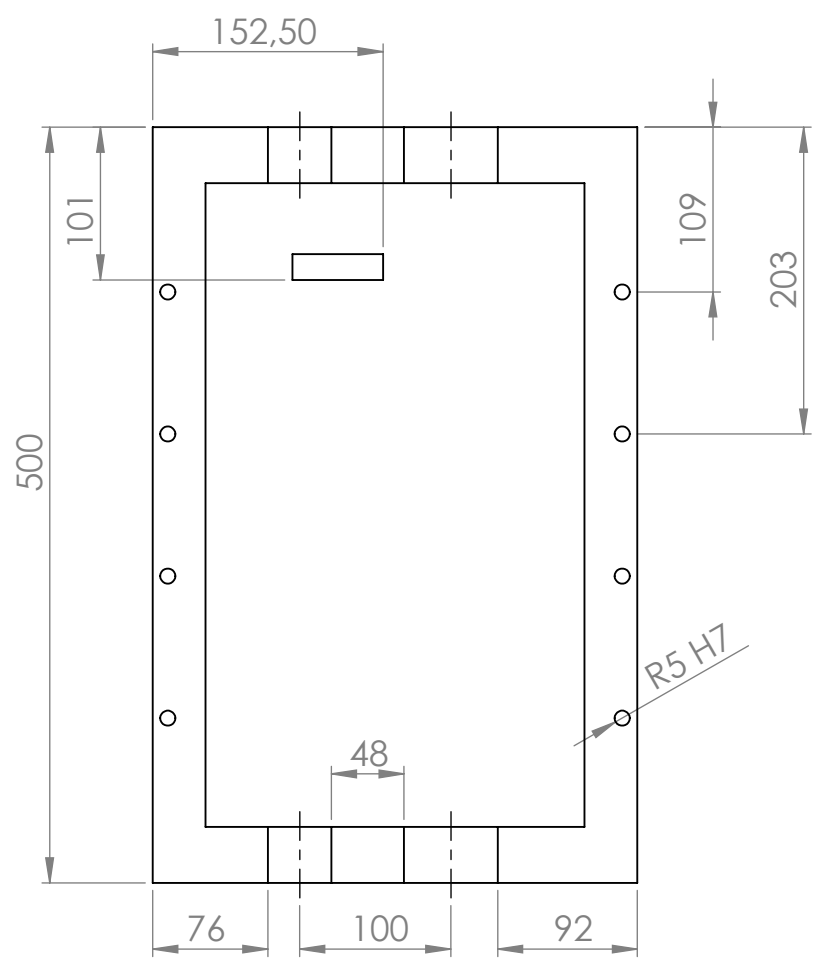
SECCIÓN A-A



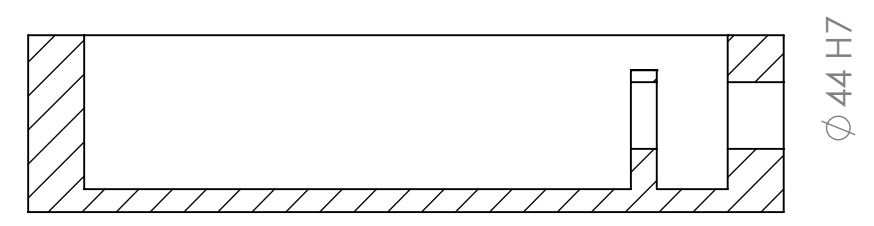
SECCIÓN C-C

N7

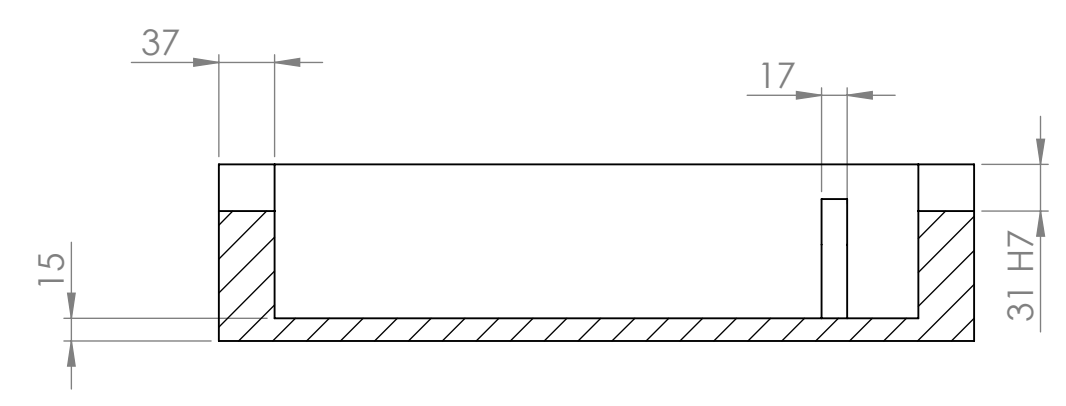
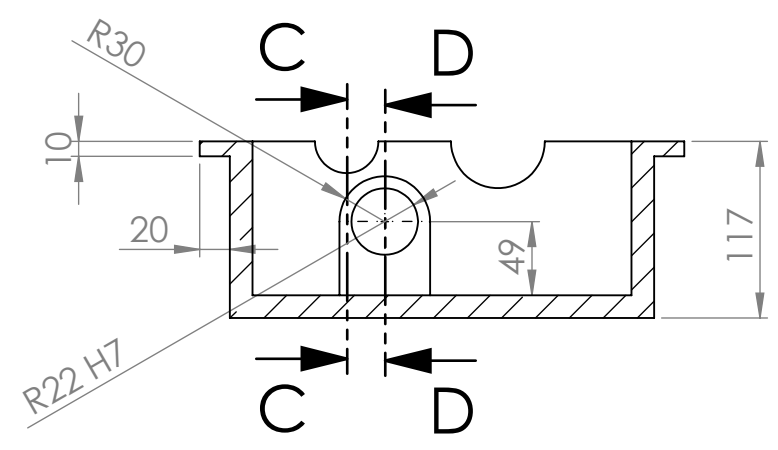
TG UNE-EN-22768-2 m K				
	FECHA	NOMBRE	<div>ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL</div> <div>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</div> <div>Grado en Ingeniería Mecánica</div>	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera		
Comprob.		F. Sanz		
Id.s.norma		UNE		
ESCALA 1:5 A3	Caja de Cambios			Número: 24
	Tapa Superior			Referencia: Tapa_sup
				Sustituye a:
				Sustituido por:





SECCIÓN C-C



SECCIÓN D-D



TG UNE-EN-22768-2 m K

	FECHA	NOMBRE		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL <b>UNIVERSIDAD DE LA RIOJA</b> Grado en Ingeniería Mecánica	
Dibujado	20-01-18	A. Viguera			
Comprob.		F. Sanz			
Id.s.norma		UNE			
ESCALA 1:2 A3	Caja de Cambios			Número: 25	
				Referencia: Tapa_inf	
	Tapa inferior			Sustituye a:	
				Sustituido por:	

# 2018

Universidad de La Rioja

Alberto Viguera Frías

## [PLIEGO DE CONDICIONES]

Diseño Caja de Cambios



# 1. Pliego de condiciones.

## *ÍNDICE DE CONTENIDOS*

1.	Pliego de condiciones.....	3
1.1.	Objeto del pliego y ámbito de aplicación.....	5
1.1.1.	Objetivo.....	5
1.1.2.	Fecha de publicación.....	5
1.1.3.	Alcance.....	5
1.1.4.	Normas generales.....	6
1.1.5.	Condiciones técnicas.....	6
1.1.6.	Condiciones a aplicar.....	6
1.2.	Reconocimiento de materiales.....	8
1.3.	Muestra de materiales.....	8
1.4.	Materiales no especificados.....	9
1.4.1.	Lubricación.....	9
1.4.2.	Comprobación.....	9
1.4.3.	Control de calidad.....	9
1.5.	Condiciones facultativas.....	10
1.5.1.	Dirección del proyecto.....	10
1.5.2.	Interpretación de documentos y planos de ejecución.....	11
1.5.3.	Planificación.....	11
1.6.	Condiciones económicas.....	13
1.6.1.	Pago.....	13
1.6.2.	Recepción.....	13
1.6.3.	Entrega.....	14
1.6.4.	Quejas y reclamaciones.....	14
1.6.5.	Garantía.....	14





## **1.1. Objeto del pliego y ámbito de aplicación.**

### **1.1.1. Objetivo.**

En el pliego de condiciones se van a mostrar una serie de prescripciones, criterios y normas, que junto a los planos, constaran una serie de condiciones técnico-económicas administrativas.

Si se deseara hacer algún cambio en la caja de cambios debe ser debidamente informado y de forma previa al creador del proyecto. Si este no da el consentimiento no se podrán realizar modificaciones, ya que es el responsable de todo el proyecto.

Las modificaciones que el dueño del vehículo realice a dicha caja de cambios no se podrá hacer responsable al creador del proyecto.

### **1.1.2. Fecha de publicación.**

El pliego de condiciones para la caja de cambios del mini Cooper será publicado el mismo día, 6 de julio, que se presenten el resto de documentos que complementan el proyecto.

### **1.1.3. Alcance.**

La publicación contendrá en su interior condiciones administrativas, económicas y técnicas. Las condiciones económicas tratan, en su mayoría, del sistema de pago y las administrativas tratan de contratos, derechos y publicaciones.

Por último las condiciones técnicas son importantes ya que se centran en la materia prima de las piezas, el montaje de la caja de cambios y las pruebas de los mecanismos.

#### 1.1.4. Normas generales.

Todo el material y trabajo realizado tiene que estar bajo las normas vigentes hasta la fecha.

Estas son algunas de las asociaciones normativas más importantes:

- ISO (International Organization for Standardization)
- UNE (Una Norma Española)
- DIN (Deutsches Institut für Normung)
- ASME (American Society of Mechanical Engineers)

#### 1.1.5. Condiciones técnicas.

Las piezas y todos los documentos que componen este proyecto tienen que seguir las condiciones mencionadas en los documentos anteriores.

Dentro de las provisiones estarán los materiales, las herramientas de montaje, elementos comerciales y las herramientas para la visualización del montaje.

Todos los complementos de la maquinaria serán revisados por el director, y los fabricantes tendrán que homologarlos. Por otro lado, el director tendrá que elegir el sistema de fabricación con más eficiencia para cada mecanismo, el director técnico tendrá que comprobar si los elementos están correctamente acoplados al mecanismo.

Se tiene que tener en cuenta que en el proceso de montaje se pueden cometer errores lo que provocará que se deba empezar el proceso de nuevo.

Por último, las herramientas que se usen en el proceso de fabricación, personal, material y otras direcciones serán dadas por el director técnico, para poder controlar el cumplimiento de todas las condiciones técnicas.

#### 1.1.6. Condiciones a aplicar.

En la caja de cambios se encuentran dos grupos de componentes: piezas de fabricación propia y piezas comerciales, estas últimas se obtienen de fabricantes específicos y se les dará el uso que se necesite para el proyecto.

- Materia prima:

Gran parte de las piezas de la caja de cambios se fabrican en el taller, se pueden fabricar mediante una matriz.

Las materias primas que se utilicen deben llevar el sello de calidad, así se sabrá con exactitud que tendrán las propiedades mecánicas que este proyecto requiere. En las piezas que se creen mediante fundición habrá que comprobar que no haya grietas ni poros mediante ensayos.

- Dientes:

Para hacer los dientes de los engranajes se usará una fresa, una vez creada la rueda que necesitamos. Para darle a la pieza la dureza que se necesita se usará un proceso de cementación. Una vez conseguida dicha dureza se les practicará unos estudios termoquímicos para comprobar que no tienen fallos, si tras las pruebas se detecta un fallo se quitarán en la máquina de mecanizado.

- Acabados superficiales:

- Los contactos internos y externos del rodamiento.
- En los sitios donde haya uniones fijas.
- Superficies por las que se vayan a deslizar piezas.
- Sitios de apoyo de los ejes en la caja.

Estos acabados superficiales se realizarán puliendo las piezas.

- Tratamientos térmicos:

Para los tratamientos térmicos hay que tener en cuenta las propiedades de cada material, por ejemplo a los engranajes se les tratará con un tratamiento de cementación para conseguir la dureza de la superficie que se necesita.

Las piezas a las que se les realice tratamientos térmicos deberán pasar por un control de calidad para verificar que se han conseguido las propiedades que se necesitan para el proyecto.

- Montaje:

Para el proceso de montaje las piezas se deberán encontrar limpias y los extremos redondeados, también se les dará una capa de aceite para facilitar el deslizamiento de las piezas.

En este proceso y para que las piezas no resulten dañadas se usaran martillos de goma, en caso de no tener este tipo de martillos, a modo de protección de las piezas se colocara un trozo de plástico o de madera en el lugar que será golpeado con el martillo.

Por último, se debe tener en consideración que algunos mecanismos de la caja de cambios tendrán una vida finita por lo que si resultan dañados con el paso del tiempo habrá que reemplazarlos, por lo que deben estar al alcance del técnico.

## **1.2. Reconocimiento de materiales.**

Todos los materiales que se usen en este proyecto deberán pasar un reconocimiento a través de la Dirección Facultativa, o la persona que la represente, antes de que se empleen en el taller, si los materiales no obtuviesen la aprobación no podrá procederse a su colocación, se deberán retirar del taller aquellos materiales que sean desechados.

Dicho reconocimiento no constituye la aprobación final, la Dirección Facultativa podrá obligar a quitar, aun después de haber sido montados en la caja, los materiales en los que se detecte defectos que se hayan podido no apreciar en el primer reconocimiento. Los gastos originados por estos descartes pasaran a cuenta del Contratista.

## **1.3. Muestra de materiales.**

De cada clase de material, Contratista deberá presentar muestras a la Dirección Facultativa para su aprobación, dichas muestras se deberán conservar para en un futuro comprobar los materiales que se empleen en el proyecto.

#### **1.4. Materiales no especificados.**

Los materiales que no se hubiesen especificado en este pliego, y se requiriese su uso deberán reunir todas las condiciones de bondad necesarias a juicio de la Dirección Facultativa de la construcción de la caja de cambios.

##### **1.4.1. Lubricación.**

La caja de cambios irá bañada en aceite con la función de disipar el calor y para que el contacto entre los mecanismos sea más suave. Se usará aceite MTF-LT-2. Este aceite deberá ser reemplazado por otro cuando el coche alcance 15.000 km.

Si aun estando en el plazo de garantía el aceite es reemplazado por otro tipo de aceite o no se sustituye dentro del plazo de 15.000 km el director del proyecto no se hace responsable de los daños que se puedan producir.

##### **1.4.2. Comprobación.**

Una vez se termina los procesos de fabricación y de montaje, se someterá el producto a una serie de diferentes ensayos, cuando el director del proyecto crea que el mecanismo está listo se podrá entregar al cliente.

Para realizar los ensayos se usará una máquina que simule el motor del coche en el que irá colocada la caja de cambios y se realizarán ensayos con y sin aceite.

En dichos ensayos se comprobará el funcionamiento de las distintas velocidades de la caja y los pares, se comprobará el calentamiento al que se someten los diferentes elementos y el consumo de aceite entre otros.

##### **1.4.3. Control de calidad.**

El control de calidad se debe llevar en todo el proceso del producto. Dicho control es muy importante en los materiales, ya que son la parte principal del proyecto, para el mecanizado de las piezas.

El acero deberá ser sometido a diferentes pruebas siendo estas llevadas de una forma estricta cuando se someten a tratamientos térmicos.

Si al realizar las pruebas se detecta algún error se deberá analizar la serie entera, en caso negativo se deberá desechar toda la remesa teniendo en cuenta las consecuencias económicas negativas.

## **1.5. Condiciones facultativas.**

### **1.5.1. Dirección del proyecto.**

- Director de los fabricantes:
  1. El creador del proyecto antes de comenzar el trabajo tendrá que avisar al director de proyectos. Es obligatorio hacerlo por escrito nombrando un suplente.
  2. Estos son los papeles que deberá cumplir el director del proyecto:
    - Utilizar la tecnología más avanzada hasta la fecha
    - Desempeñar un buen uso del material y del equipo
    - Cumplir el trabajo según el pliego de condiciones
    - Cuidar el entorno del proyecto manteniendo el orden
    - Tomar las decisiones necesarias para solucionar problemas
    - Transmitir las ideas del comprador a los empleados
    - Cumplir las condiciones acordadas con el comprador
    - Cumplir con las normas de seguridad
    - Informar al comprador de todo error durante la fabricación
    - Darle al comprador las direcciones de las casas de seguros y de siniestros.
  3. Si el director del proyecto no estuviera, el sustituto sería el encargado de dar las noticias de los problemas de fabricación o provisión.
- El intermediario del comprador:
  4. El comprador debe nombrar a un intermediario. A continuación se muestran los derechos que tiene.

- Comprobar el buen entorno de las instalaciones
  - Asistir a las reuniones y estar informado de los cambios en el proyecto
  - Comprobar los errores técnicos producidos
  - Pedir el trabajo hecho de cada mes
  - Interferir en nombre del comprador
  - Supervisar la provisión de equipos y maquinas
  - Seguir las pruebas de funcionamiento
  - Comprobar las condiciones de trabajo
5. El creador del proyecto tendrá que tener informado al intermediario del comprador de cualquier avance u obstáculo en la creación del proyecto.
- 6.

#### **1.5.2. Interpretación de documentos y planos de ejecución.**

La interpretación técnica del proyecto corresponderá a la D. F.

El contratista deberá ejecutar por su cuenta todos los dibujos y planos de detalle necesarios para facilitar y organizar la ejecución de los trabajos.

Dichos planos, acompañados con todas las justificaciones correspondientes, deberán ser aprobados por la D. F. a medida que se requiera, pero en todo caso con 8 días de antelación a la fecha en que se pretenda realizar los trabajos que dichos planos se refieran.

La D.F. del proyecto dispondrá de un plazo de 5 días a partir de que los planos sean recibidos para examinarlos y devolverlos al contratista con su aprobación y acompañados, si fuese necesario, de sus observaciones.

#### **1.5.3. Planificación.**

1. El fabricante tendrá que exponer un plan concreto del trabajo en el plazo de 15 días. Tendrá que seguir los siguientes pasos:
- Organización
  - Mecanización
  - Montaje

- Mantenimiento
- Control de calidad
- Pruebas y ensayos

En esta planificación se tendrá en cuenta los retrasos de la entrega del material.

1. En el plazo de 15 días tendrán que estar expuestos todos los pasos para la creación del proyecto, si se produce algún retraso tendrá que estar justificado por escrito. Si no se producen tendrá que ser capaz de cumplir el trabajo en el plazo dicho, esto irá a su cargo sin ninguna responsabilidad económica.
2. Si no se cumple el plazo, estas serán las sanciones que se ejecutara:
  - En la primera semana por adelanto o atraso se ejecutará una sanción del 0.5% del valor total.
  - En la segunda semana un 1% del valor total.
  - En la tercera semana un 2% del valor total
  - En la cuarta semana el 3% del valor total.

Pasadas estas semanas la sanción máxima será de del 7%, si se da la primera opción, el cliente puede coger un conjunto de componentes como consecuencia de la sanción.

3. De los datos pedidos por el cliente se sumara a los retrasos la entrega de componentes.
4. Las repeticiones y recolocación de los elementos no se podrán justificar como un retraso.
5. El fabricante tendrá que nombrar un representante, si esto no se cumple se entenderá que todas las responsabilidades recaerán sobre el cliente.
6. La calidad de los materiales, el mecanizado, el montaje y el plan de comprobación tendrán que ser supervisados por el representante del cliente. Tendrán que hacerlo lo antes posible para que el fabricante tenga la opción de reclamarlo



## **1.6. Condiciones económicas.**

### **1.6.1. Pago.**

#### **1. Pagos parciales:**

- Por 90 días se pagará el 10% del total por el pedido.
  - Por 90 días se pagará el 15% del total por las comprobaciones
  - Por 90 días se pagará el 20% del total por la entrega y las pruebas
  - Por 180 días se pagará el 20% del total
  - Por 270 días se pagará el 20% del total
  - Desde la entrega con un plazo de 90 días se pagara un 15% como garantía
- #### **2. Para cada pago se deberá hacer una factura, aun así todo deberá estar aceptado con anterioridad.**
- #### **3. El envío tendrá que estar pactado entre cliente y proveedor.**
- #### **4. El pago de la garantía del 15% no se puede admitir hasta que pasen 9 meses de la entrega y tendrá que hacer por transferencia bancaria.**

### **1.6.2. Recepción.**

1. El fabricante tendrá que dar facilidades al cliente para comprobar los materiales y las pruebas de las piezas, ofreciendo la información y la ayuda técnica necesaria.
2. El fabricante no podrá poner una queja del representante que el cliente ha escogido para la revisión de los ensayos.
3. Si se localizan fallos en los ensayos estos pueden estar dentro de la garantía del cliente.

### **1.6.3. Entrega.**

1. Una vez se hayan superado las pruebas, el producto será transportado al local del cliente, una vez recibido la manipulación de la caja de cambios será la citada en este pliego de condiciones, si no se procede de esta manera el fabricante no se hará cargo de su mal uso.
2. El montaje de la caja de cambios estará a cargo del fabricante del coche, comprobando el espacio de esta y el buen anclaje.
3. Una vez se haya montado el mecanismo y pase el tiempo de garantía, cualquier problema o desperfecto de la caja de cambios recaerá sobre el dueño del vehículo.

### **1.6.4. Quejas y reclamaciones.**

1. Durante el proceso de creación de la caja de cambios, el director o los representantes deberán estar en armonía para realizar el proyecto.
2. Los fabricantes deberán tener la maquinaria a punto, aunque no se mencione en el pliego de condiciones. Como mínimo, las máquinas que se van a utilizar para este proyecto nombradas por el director en este pliego.
3. Las decisiones que se quieran tomar en contra del proyecto tendrán que ser presentadas con una justificación, si estas son económicas o técnico facultativas no se aprobarán.

### **1.6.5. Garantía.**

1. La empresa de fabricación se hará cargo de los fallos de fabricación en un plazo de 6 meses y pasados los 30 días.
2. Dado el caso anterior, el desplazamiento del técnico, las herramientas y el trabajo será gratuito para el cliente.

3. Si la caja de cambios es manipulada fuera de garantía por un técnico no autorizado por la empresa fabricante o por el director del proyecto, los costes serán irán a cargo del cliente.
4. Los errores que se puedan detectar pueden ser fallos de diseño, a causa de la mano de obra o por los materiales, el director tendrá que encontrar una solución en el plazo de tiempo más reducido posible.
5. Una vez se firme el proyecto, el cliente deberá abonar el 10% del coste total como aval.

# 2018

Universidad de La Rioja

Alberto Viguera Frías

## [PRESUPUESTO]



# 1. Presupuesto.

## *ÍNDICE DE PRESUPUESTO*

1. Presupuesto.....	3
1.1. Precios generales.....	5
1.1.1. Materias primas.....	5
1.1.2. Fabricación.....	7
1.1.3. Componentes comerciales.....	9
1.1.4. Gastos complementarios.....	11
1.2. Presupuesto parcial.....	12
1.2.1. Presupuesto parcial de las materias primas y procesos de fabricación..	12
1.3. Presupuesto general.....	13
1.4. Presupuesto total.....	14



## 1.1. Precios generales.

### 1.1.1. Materias primas.

Nombre	Material	Peso (Kg)	€/Kg	Unidad	Total €
Piñón 1º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,1	2,7	1	2,9
Piñón 2º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,56	2,7	1	4,2
Piñón 3º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,212	2,7	1	3,2
Piñón 4º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,342	2,7	1	3,61
Piñón 5º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,601	2,7	1	4,3
Piñón Rº acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	0,980	2,7	1	2,64
Rueda 1º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	3,7	2,7	1	10
Rueda 2º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	3,1	2,7	1	8,37
Rueda 3º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	2,8	2,7	1	7,56



Rueda 4º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	2,71	2,7	1	7,3
Rueda 5º acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	2,2	2,7	1	5,94
Rueda Rº acero 15NiCr13 según norma DIN	F-154	1,72	2,7	1	4,64
Eje secundario acero 42CrMo4 según norma DIN	F-154	9,2	2,7	1	24,84
Eje primario acero 42CrMo4 según norma DIN	F-154	8,1	2,7	1	21,87
Cuerpo sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,2	2,2	3	1,32
Corona sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	F-122	0,2	2,2	3	1,32
<b>Total</b>					114,01

**MATERIAS PRIMAS.....114,01 €**

**El coste de las materias primas.....ciento catorce euros con 1 céntimo.**

### 1.1.2. Fabricación.

Nombre	Mecanizado	Tiempo (min)	Precio €/h	Total €
Piñones del eje principal acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	15	18	4,5
	Tallado	30	21	10,5
	Taladrado	5	15	1,25
	Roscado	10	2,7	0,83
	Total			17,08
Ruedas eje secundario acero 15NiCr13 según norma DIN	Torneado	105	18	31
	Tallado	105	21	36,75
	Taladrado	5	15	1,25
	Ranurado	10	18	3
	Total			72
Eje secundario 42CrMo4 según la norma DIN	Torneado	105	18	31,5
	Ranurado	105	18	31,5
	Total			63
Eje principal acero 42CrMo4 según la norma DIN	Torneado	45	18	13,5
	Ranurado	45	18	13,5
	Total			27
Cuerpo del sincronizador acero 35NiCr18 según norma DIN	Torneado	240	18	72
	Ranurado	240	18	72
	Total			144
Corona del sincronizador	Torneado	240	18	72
	Ranurado	240	18	72

---

acero 35NiCr18	Total	144
<b>Total</b>		467,08

FABRICACIÓN.....467,08

El coste de fabricación.....c cuatrocientos sesenta y siete con 8 centimos.

### 1.1.3. Componentes comerciales.

Nombre	Precio €	Unidad	Total €
Bola sincronizador	0,1	9	0,9
Muelle sincronizador	0,2	9	1,8
Rodamientos de agujas 35x62x14	9,93	4	39,72
Rodamiento de agujas 40x68x15	12,56	2	25,12
Rodamiento de agujas 40x68x15	12,56	6	75,36
Chaveta	0,05	10	0,5
Arandela eje secundario	0,25	26	6,5
Tornillos M10	3	8	24
Tuercas M10	2,5	8	20
Tapa eje secundario cerrado	5,2	1	5,2
Tapa eje secundario abierto	5,2	1	5,2
Tapa eje primario cerrado	5,2	1	5,2
Tapa eje primario abierto	5,2	1	5,2
<b>TOTAL</b>			293,87 €

Componentes:.....293,87 €

El coste de los componentes... doscientos noventa y tres con ochenta y siete céntimos.

#### 1.1.4. Gastos complementarios.

Nombre	Total €
Aceite MTF-LT-2	20
Tratamiento térmico	62,75
Total	82,75

**Gastos complementarios:**.....82,75€

**Coste gastos complementarios**.....ochenta y dos euros con setenta y cinco céntimos.

## 1.2. Presupuesto parcial.

### 1.2.1. Presupuesto parcial de las materias primas y procesos de fabricación.

1- Materias primas.....	114,01 €
2- Fabricación.....	467,08 €
3- Componentes comerciales.....	293,87 €
4- Gastos complementarios.....	82,75 €

TOTAL.....957,71€

Presupuesto parcial..... 957,71€

Presupuesto parcial..... Novecientos cincuenta y siete con setenta y un céntimos.

### 1.3. Presupuesto general.

1. Materias primas y fabricación.....	957,71 €
2. Montaje final.....	83,45 €
3. Pruebas y ensayos.....	140,23 €
4. Transporte.....	50,53 €

TOTAL.....1231,92 €

GANANCIA INDUSTRIAL (18%).....221,74 €

GASTOS GENERALES (13%).....160,15 €

TOTAL.....1613,81 €

IVA (21%).....338,9 €

**TOTAL.....1952,71 €**

Presupuesto general.....1952,71 €

Presupuesto general.....Mil novecientos cincuenta y dos con setenta y un centimos.



#### 1.4. Presupuesto total.

Presupuesto general..... 1952,71 €

Ganancias del proyecto (4%+IVA).....488,17 €

**PRESUPUESTO TOTAL.....2440,88€**